PREFAȚĂ

In țara noastră, îndeosebi în ultimii ani, industria chimică, cu ramura sa principală privind tehnologia și chimizarea petrolului și gazelor, a cunoscut o dezvoltare impetuoasă. Conform cu politica statului nostru de dezvoltare multilaterală a țării, în etapa actuală și viitoare, industria chimică va fi orientată mai hotărît spre valorificarea superioară a materiilor prime și energiei; menținîndu-se cantitatea de țiței supusă prelucrării la nivelul anului 1980, se va ridica substanțial gradul de chimizare a petrolului. Aceasta implică o preocupare susținută pentru înlocuirea tehnologiilor învechite, perfecționarea agregatelor și instalațiilor, introducerea unor procedee tehnologice cît mai economice din punct de vedere energetic, astfel încît să se asigure diminuarea în continuare a consumurilor specifice.

In cadrul instalațiilor tehnologice din rafinării și combinate petrochimice, utilajele de transfer de căldură (cuptoare tubulare, schimbătoare de căldură etc.) au o pondere deosebită.

Cursul „Procese de transfer termic și utilaje specifice" constituie o disciplină de bază în pregătirea studenților ca ingineri tehnologi pentru rafinării și combinate petrochimice, precum și pentru institutele de proiectări și cercetări de profil. Acest curs se ocupă cu studiul „Cuptoarelor tubulare" și al „Schimbătoarelor de căldură", specifice instalațiilor tehnologice, precedat de analiza „Proceselor de combustie" și a „Proceselor de transfer de căldură" corespunzătoare acestor utilaje.

Avîndu-se în vedere dezvoltarea deosebită, din anii noștri, a industriei de prelucrare și chimizare a petrolului, precum și cerințele actuale privind modernizarea și îmbunătățirea performanțelor tehnico-economice ale instalațiilor tehnologice, cursul conține elementele de bază

necesare dimensionării aparaturii termice cu performanțe ridicate, respectiv analizării tehnologice a aparaturii existente, în scopul îmbunătățirii performanțelor acesteia, prin adoptarea unor măsuri constructiv-funcționale.

In afara tratării celor patru capitole de bază, lucrarea conține și anexe, cu date privind caracteristicile agenților termici și exemple de dimensionare a unor utilaje termice caracteristice.

Cursul este adresat studenților de la Facultatea de Tehnologia și Chimizarea Petrolului și Gazelor, din cadrul Institutului de Petrol și Gaze Ploiești.

Conținînd elemente de dimensionare și analiză a utilajelor de transfer termic, specifice instalațiilor tehnologice din combinatele petrochimice, cursul este util și studenților altor facultăți cu profil chimic sau mecano-chimic. De asemenea, este folositor inginerilor chimiști sau mecanici de utilaj chimic care lucrează în diversele domenii specifice de proiectare, cercetare sau exploatare.

C U P R I N S

Prefață . . . . . .

1. Procese de combustie 9

1.1. Bilanțul material al proceselor de combustie 9
1.1.1. Compoziția elementară a combustibililor 12
1.1.2. Consumul de oxigen pentru ardere 13
1.1.3. Consumul de aer și coeficientul cantității de aer 15
1.1.4. Limitele de inflamabilitate 17
1.1.5. Cantitatea gazelor rezultate la arderea completă 19
1.1.6. Bilanțul material al arderii incomplete 21
1.1.7. Analiza gazelor- de ardere 23
1.1.8. Stabilirea coeficientului cantității de aer pe baza datelor analizei gazelor arse uscate 25
1.1.9. Stabilirea compoziției gazelor arse umede și a naturii combustibilului, pe baza datelor analizei gazelor arse uscate . . 26
1.1.10. Diagrama Ostwald pentru controlul arderii 27
1.1.11. Diagrame generale pentru controlul arderii amestecurilor de hidrocarburi 30
1.2. Bilanțul energetic al proceselor de combustie 32
1.2.1. Aplicarea primului principiu al termodinamicii reacțiilor de ardere 32
1.2.2. Arderea izobar-adiabatieă, arderea izobar-politropică și omogenitatea fizică a relațiilor de bilanț termic 35
1.2.3. Puterile calorice, superioară și inferioară a combustibililor 37
1.2.4. Pierderea de căldură cauzată de arderea incompletă . . . 41
1.2.5. Entalpia gazelor de ardere 42
1.2.6. Temperatura adiabatică a flăcării fără disocieri 47
1.2.7. Temperatura adiabatică a flăcării cu disocieri 49
1.2.8. Punctul de rouă, neacidă sau acidă, al gazelor de ardere . . 55

2. **Procese de transfer de căldură** 60

2.1. Moduri și regimuri de transfer de căldură 60
2.2. Transferul de căldură prin conducție în regim staționar . . . 62
2.2.1. Legea lui Fourier 62
2.2.2 Conductivitatea termică 63
2.2.3. Conducția prin pereți plani simpli 73
2.2.4. Analogia termoelectrică 74
2.2.5. Conducția prin pereți plani compuși 75
2.2.6. Conducția prin pereți cilindrici 76

2.2.9. Conducţia într-un perete cilindric cu sursă interioară de căldură 79
2.2.7. Conducţia prin pereţi sferici 77
2.2.8. Conducţia prin sol 78
2.3. Ecuaţiile diferenţiale fundamentale ale convecţiei 82
2.3.1. Ecuaţia Navier-Stokes pentru curgerea forţată 82
2.3.2. Forţa ascensională şi ecuaţia Navier-Stokes pentru curgerea liberă 84
2.3.3. Noţiuni elementare privind stratul limită fluidodinamic . . 87
2.3.4. Legea lui Newton şi coeficientul de convecţie 89
2.3.5. Ecuaţia Newton-Fourier 91
2.3.6. Ecuaţia Fourier-Kirchoff 91
2.4. Aplicarea teoriei similitudinii la studiul convecţiei 93
2.4.1. Similitudinea corpurilor geometrice 93
2.4.2. Similitudinea proceselor fizice 95
2.4.3. Stabilirea criteriilor de similitudine pe baza ecuaţiilor diferenţiale fundamentale 96
2.4.4. Relaţiile criteriale generale ale convecţiei fără schimbare de fază, în regim staţionar 99
2.4.5. Stabilirea criteriilor de similitudine prin metoda analizei dimensionale 100
2.4.6. Importanţa aplicării teoriei similitudinii la studiul convecţiei 103
2.5. Date experimentale privind transferul de căldură prin convecţie în regim staţionar 104
2.5.1. Convecţia forţată fără schimbare de faza, în cazul secţiunilor de curgere constante 104
2.5.2. Convecţia forţată fără schimbare de faza, în cazul secţiunilor de curgere nelimitate 112
2.5.3. Convecţia liberă fără schimbare de faza 115
2.5.4. Convecţia la fierberea lichidelor 119
2 5.5. Convecţia la condensarea vaporilor 125
2.5.6. Transferul de căldură în straturile de particule 136
2.6. Transferul de căldură prin radiaţie în regim staţionar 141
2.6.1. Noţiunile de bază ale radiaţiei 141
2.6.2. Legile radiaţiei termice 143
2.6.3. Schimbul de căldură prin radiaţie între două suprafeţe plane paralele 147
2.6.4. Pierderea de căldură prin radiaţie a unei suprafeţe convexe 150
2.6.5. Schimbul de căldură prin radiaţie între două corpuri oarecare 151
2.6.6. Absorbţia radiaţiilor solare 153
2.6.7. Radiaţia gazelor 154
2.6.8. Radiaţia flăcărilor deschise 157
2.7. Schimbul global de căldură în regim staţionar 158
2.7.1. Coeficienţii globali de transfer de căldură 158
2.7.2. Izolarea termică a conductelor şi aparatelor 162

3. Schimbătoare de căldură 168

3.1. Clasificări, tipuri şi date constructive 168
3.1.1. Clasificări 168
3.1.2. Schimbătoare de căldură cu fascicul tubular în manta . . . 171
3.1.3. Date constructive 173
3.2. Diferenţa medie de temperatură 180
3.2.1. Schimbul de căldură în contracurent 180
3.2.2. Schimbul de căldură în echicurent 183
3.2.3. Variaţiile temperaturilor fluidelor în schimbător 184
3.2.4. Schimbul de căldură în curent mixt 186
3.2.5. Schimbul de căldură în curent încrucişat 190
3.2.6. Diferenţa de temperatură medie în timp 192
3.2.7. Diferenţa de temperatură medie în timp şi spaţiu 194
3.3. Temperaturile calorice şi rezistenţele termice ale depunerilor . . 196
3.3.1. Coeficienţii globali de transfer de căldură practici 196
3.3.2. Temperaturile calorice ale fluidelor 197
3.3.3. Rezistenţele termice specifice ale depunerilor 198

3.4. Schimbătoare de căldură fără transformare de fază 201
3.4.1. Principiile calculului termic 201
3.4.2. Relaţii simple pentru calcularea coeficientului de convecţie exterior 204
3.4.3. Calculul fluidodinamic 207
3.0. Schimbătoare de căldură cu transformare de fază 209
3.5.1. Refierbătoare 209
3.5.2. Vaporizatoare 214
3.5.3. Condensatoare 218
3.5.4. Cristalizatoare 221
3.6. Schimbătoare cu tuburi cu suprafaţă extinsă 222
3.6.1. Răcitoare şi condensatoare cu aer 223
3.6.1.1. Aspecte constructiv-funcţionale 223
3.6.1.2. Calculul termic 228
3.6.1.3. Calculul aerodinamic 232
3.7. Schimbătoare de căldură prin contact direct 233
3.7.1. Turnuri de răcire a apei de recirculare 234
3.7.1.1. Proprietăţile aerului umed 234
3.7.1.2. Noţiunile de bază ale transferului de masă 238
3.7.1.3. Schimbul de căldură în turnurile de răcire 240
3.7.2. Alte tipuri de schimbătoare prin contact direct 243

4. Cuptoare tubulare 246

4.1. Tipuri constructive de cuptoare tubulare 246
4.2. Sisteme de preîncălzire a aerului la cuptoare 250
4.3. Sisteme recuperatoare de căldură din gazele de ardere 253
4.4. Recomandări privind dimensionarea cuptoarelor 255
4.4.1. Dimensiunile secţiei de radiaţie 255
4.4.2. Dimensiunile tuburilor 255
4.4.3. Tipuri de tuburi cu aripioare 256
4.4.4. Plasarea tuburilor faţă de perete 256
4.4.5. Tipuri de arzătoare şi injectoare 257
4.4.6. Plasarea arzătoarelor şi injectoarelor faţă de tuburi 258
4.4.7. Tipuri de ventilatoare 258
4 5. Bilanţul termic şi randamentul cuptoarelor 260
4.6. Dimensionarea secţiei de radiaţie 263
4.6.1. Stabilirea numărului de circuite în paralel 263
4.6.2. Alegerea tensiunii termice 264
4.6.3. Stabilirea dimensiunilor secţiei de radiaţie şi a amplasării tuburilor 265
4.7. Verificarea tensiunii termice din secţia de radiaţie 266
4.7.1. Relaţia de verificare a tensiunii termice 266
4.7.2. Coeficientul relativ de radiaţie 269
4.7.3. Temperatura medie din focar 270
4.7.4. Temperatura medie a ecranului 270
4.7.5. Coeficientul de emisie a gazelor 271
4.7.6. Grosimea medie a stratului de gaze 272
4.7.7. Gradul de ecranare 273
4.8. Stabilirea temperaturii maxime a ecranului 274
4.9. Dimensionarea secţiei de convecţie 277
4.9.1. Coeficientul de transfer de căldură prin convecţie 278
4.9.2. Coeficientul de transfer de căldură prin radiaţia gazelor . . 280
4.9.3. Coeficientul de transfer de căldură prin radiaţia pereţilor . . 283
4.9.4. Diferenţa medie de temperatură 283
4.9.5. Verificarea numărului de şiruri de tuburi 284
4.10. Dimensionarea preîncălzitoarelor de aer 285
4.11. Dimensionarea generatoarelor de abur 288
4.12. Căderile de presiune pe circuitul materiei prime 290
4.12.1. Căderea de presiune în zona de vaporizare 290
4.12.2. Căderea de presiune în zona de încălzire 295
4.12.3. Diferenţa de presiune dinamică 295
4.13. Căderile de presiune pentru gazele de ardere şi aer 297

4.14. Dimensionarea coşului 302
4.15. Controlul şi reglarea automată a cuptoarelor 306
4.15.1. Aparatura de control. 307
4.15.2. Circuitul de combustibil 308
4.15.3. Protecţia cuptorului 308
4.15.4. Reglarea automată a cuptorului 310
4.15.5. Decocsarea cuptorului. 311

Anexe. **Metode de calcul specifice şi exemple de dimensionare tehnologică** 314
Anexa 1. Agenţi termici de încălzire sau răcire 314
Anexa i2. Eficienţa schimbului de căldură şi numărul de unităţi de transfer. 328
Anexa 3. Metoda Delaware pentru calculul termic şi fluidodinamic al schimbătoarelor. 337
Anexa 4. Dimensionarea tehnologică a unui refierbător. termosifon. vertical. 349
Anexa 5. Metoda Kern pentru calculul condensatoarelor de amestecuri complexe 356
Anexa 6. Dimensionarea tehnologică a unui răcjtor cu aer 362
Anexa 7. Calculul altor tipuri de schimbătoare cu suprafaţă extinsă 367
Anexa 8. Analiza tehnologică a schimbătoarelor de căldură. 373
Anexa 9. Optimizarea schimbătoarelor de căldură 376
Anexa 110. Dimensionarea unui cuptor de încălzire a. unui amestec gazos 391
Anexa 11. Particularităţile cuptoarelor cu pereţi radianţi 409
Anexa 12. Calculul dispersiei SO_2 din gazele de coş 414
Anexa 13. Particularităţile dimensionării cuptoarelor de reacţie 418
Anexa 14. Dimensionarea unui cuptor de încălzire şi vaporizarea parţială a ţiţeiului 147
Bibliografie. 357

1.
PROCESE DE COMBUSTIE

Industria de prelucrare a petrolului, petrochimică și chimică este o foarte mare consumatoare de energie. Ea utilizează peste 25% din consumul total de energie din industrie, ocupînd primul loc după industria siderurgică și metalurgică. Global, aproximativ 4/5 din energia necesară se obține prin arderea combustibililor.

Marea majoritate a instalațiilor tehnologice din rafinării și combinate petrochimice conțin cuptoare, recuperatoare de căldură de reacție, regeneratoare de catalizatori etc., în care au loc procese de combustie. De asemenea, se întîlnesc frecvent și recuperatoare de căldură sensibilă din gazele de ardere.

Cunoașterea problemelor specifice proceselor de ardere (bilanțul material, controlul arderii, bilanțul termic etc.) este utilă pentru dimensionarea sau analiza tehnologică a aparatelor în care au loc astfel de procese și pentru conducerea în condiții cît mai bune a proceselor de ardere. în plus, cunoștințele respective intervin în rezolvarea unor probleme de mare actualitate, privind economia generală de energie, reducerea consumurilor de combustibili și înlocuirea, în rafinării și combinate petrochimice, a combustibililor gazoși cu combustibili reziduali lichizi.

Arderea (combustia) este reacția chimică, puternic exotermică, de oxidare rapidă a substanțelor combustibile, care conțin ca elemente principale carbonul și hidrogenul. Studiul arderii se poate face din punct de vedere static și dinamic, sau din punct de vedere termodinamic și cinetic. Prezentarea care urmează, privind procesele de combustie, se referă la aspectele statice și, respectiv, termodinamice ale arderii. Statica arderii se ocupă cu stabilirea stării finale a sistemului, în funcție de starea sa inițială, iar termodinamica arderii cu transformările energetice care însoțesc procesul de ardere. Pentru arderea în focare, nu sînt interesante practic aspectele dinamice sau cinetice ale proceselor de combustie (desfășurarea în timp a procesului, mecanismele de reacție, vitezele de reacție etc).

Cele ce urmează se referă la procesele de ardere cu aer, a combustibililor caracteristici întîlniți în rafinării și combinate petrochimice.

1.1. BILANȚUL MATERIAL AL PROCESELOR DE COMBUSTIE

In această primă parte a studiului proceselor de combustie, se vor discuta problemele caracteristice de bilanț material, ca de exemplu: consumul de oxigen și consumul de aer pentru arderea unui combustibil, caracteri-

zat prin compoziția sa elementară, limitele de inflamabilitate ale amestecurilor combustibile, cantitatea și compoziția produselor rezultate prin ardere, completă sau incompletă, analizele gazelor de ardere și controlul arderii prin intermediul datelor acestor analize.

1.1.1. COMPOZIȚIA ELEMENTARA A COMBUSTIBILILOR

în rafinării și combinate petrochimice se utilizează obișnuit combustibili gazoși (gaze naturale, gaze de rafinărie, gaze de schelă) și combustibili lichizi (păcură). în prezent se recomandă să se înlocuiască, în măsura posibilităților, combustibilii gazoși, care pot fi valorificați superior, cu combustibili lichizi reziduali. Regenerarea catalizatorilor de cracare constă în arderea cocsului depus pe particulele de catalizator, acest cocs fiind un combustibil solid caracteristic.

Combustibilii pot conține ca elemente chimice componente C, H, S, O și N și în plus umiditate și substanțe minerale complexe (acestea prin ardere formează cenușa, compusă în general din oxizi și carbonați de Na, Ca, Mg, Si, V și Fe).

Pentru calculele de combustie, compoziția unui combustibil se exprimă prin fracțiile masice ale carbonului (c), hidrogenului *(h),* sulfului *(s),* oxigenului (o), azotului (n), umidității *(w)* și substanțelor minerale *(z)*\conținute, suma acestora fiind egală cu unitatea:

$$c+h+s+o+n+w+z=1. \tag{14}$$

Determinarea compoziției elementare a unui combustibil se poate face pe cale experimentală, prin analize de laborator.

Pentru hidrocarburi pure, elementele componente fiind numai C și H, fracțiile masice ale elementelor pot fi calculate prin împărțirea masei carbonului, respectiv a hidrogenului, dintr-un kgmol, la masa întregului kgmol din hidrocarbura respectivă.

Pentru hidrocarbura $C_nîi_m$ corespund:

$$c=\frac{12n}{12n+m};\quad h=1-c=\frac{m}{12n+m}$$

Dintre hidrocarburi, CH_4 are conținutul maxim de hidrogen, 25% masă. Acetilena (C_2H_2) are un conținut mic de hidrogen și anume 7,69% masă.

Compoziția elementară a unei hidrocarburi poate fi exprimată indirect și prin raportul masic H/C.

Pentru hidrocarbura C_nH_m corespunde:

$$\frac{H}{C}=\frac{m}{12n} \tag{1.3}$$

CH_4 are pentru raportul masic H/C valoarea 0,3333, iar C_2H_2 are H/C=0,0833.

Pentru hidrocarburi, fracția masică a carbonului se corelează cu raportul masic H'C prin relația:

$$c=\frac{1}{\frac{H}{C}+1}$$

In calculele de combustie, pentru combustibilii petrolieri lichizi, se obişnuieşte deseori neglijarea elementelor O şi N, precum şi a umidităţii şi substanţelor minerale, în raport cu C şi H, deoarece ele sînt prezente in aceşti combustibili în cantităţi foarte mici. Conţinutul de S fiind în majoritatea cazurilor sub lo/$_0$ masă, iar comportarea sa fiind asemănătoare cu cea a C, în privinţa consumului de 0_2 pentru ardere şi a comportării în analiza chimică a gazelor de ardere, pentru simplificarea calculelor se poate neglija şi conţinutul de S sau se poate însuma conţinutul de S la cel de C.

In lipsa determinărilor experimentale, combustibilii petrolieri lichizi, de la benzină la păcură, pot fi consideraţi amestecuri de hidrocarburi, iar compoziţia lor elementară se poate calcula prin intermediul relaţiei empirice:

$$c=0{,}15\, d_{15}^{15}+0{,}74;\quad h=1-c \tag{1.5}$$

In această relaţie, d|jj reprezintă densitatea relativă a combustibilului petrolier lichid în raport cu apa, ambele la 15°C (mai exact 15,555°C).

Pentru valori dj* cuprinse între 0,7 şi 1, corespund pentru c valori cuprinse între 0,84 şi 0,89.

Densitatea relativă *d*™ poate fi calculată în funcţie de densitatea relativă *df,* standardizată în tara noastră, prin relatia:

$$d_{15}^{15}=0{,}9952\, d_4^{20}+0{,}00806 \tag{1.6}$$

Pentru combustibilii petrolieri lichizi, neglijîndu-se numai prezenţa O şi N, fracţia masică a carbonului se poate calcula cu relaţia:

$$c=\frac{1-s-w-z}{\frac{H}{C}+1};\quad h=1-c-s-w-z \tag{1.7}$$

Această relaţie a lui c se simplifică pentru hidrocarburi pure la forma întîlnită anterior.

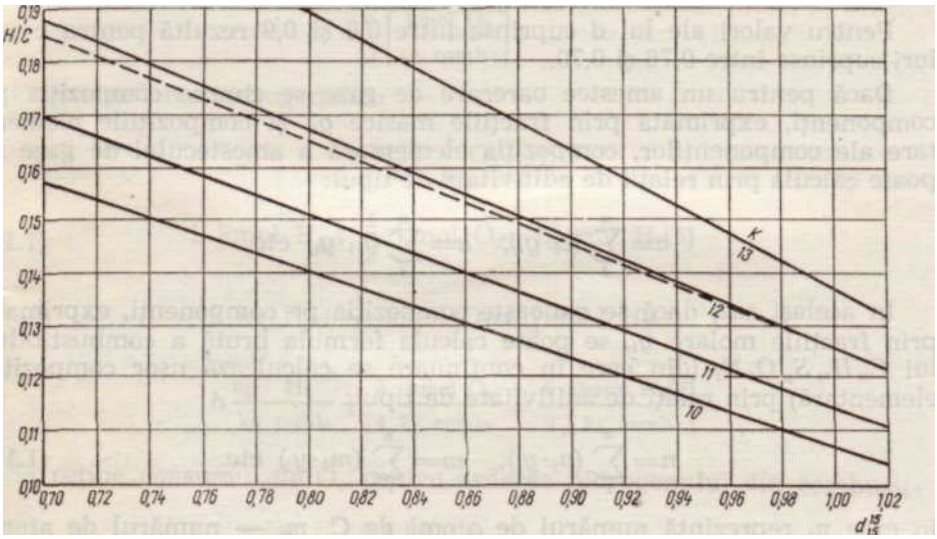


Fig. 1.1

Raportul masic H/C, pentru combustibilii petrolieri lichizi, poate fi citit din figura 1.1, în funcție de djf și de factorul de caracterizare K. Se constată că valoarea lui H/C scade odată cu creșterea densității relative și odată cu scăderea lui *K* (la parafine H/C are valori mai mari decît la aromate).

In figura 1.1 este trasată cu linie întreruptă și variația lui H/C în funcție de *d\l,* pe baza relației anterioare:

$$c=0{,}15d_{15}^{15}+0{,}74 \text{ sau } \frac{\mathrm{H}}{\mathrm{C}}=\frac{1}{0{,}15d_{15}^{15}+0{,}74}-1$$

care nu ține seamă de influența lui K. Se constată că această relație corespunde cu aproximație valorii K=12.

Corelîndu-se analitic datele din figura 1.1 și înlocuindu-se, în relația (1.7), H/C în funcție de *K* și d°, se obține relația cea mai completă a lui c pentru fracțiunile petroliere lichide:

$$c=\frac{1-s-w-z}{(0{,}006K^2-0\ 103K+1{,}704)-(0{,}0065K^2-0{,}123K+0{,}748)(0{,}9952d_4^{20}+0{,}00806)} \qquad (1.8)$$

Dacă pentru un gaz de schelă nu se cunoaște compoziția, ci numai densitatea sa relativă în raport cu aerul în aceleași condiții de temperatură și presiune (d), care se determină foarte ușor experimental, gazul de schelă se asimilează cu un amestec de hidrocarburi parafinice $C_nH_{2n}+2$ și compoziția sa elementară poate fi calculată în funcție de densitatea relativă.

$$d=\frac{M_{gaz}}{M_{aer}}=\frac{14n+2}{29}$$

$$n=\frac{29d-2}{14}; \quad c=\frac{12n}{14n+2}$$

$$c=0{,}857-\frac{0{,}059}{a} \qquad (1.9)$$

Pentru valori ale lui *d* cuprinse între 0,6 și 0,9 rezultă pentru c valori cuprinse între 0,76 și 0,79.

Dacă pentru un amestec oarecare de gaze se cunosc compoziția pe componenți, exprimată prin fracțiile masice g_h și compozițiile elementare ale componenților, compoziția elementară a amestecului de gaze se poate calcula prin relații de aditivitate de tipul:

$$c=\sum_1^n (c_i\cdot g_i); \quad h=\sum_1^n (h_i\cdot g_i) \text{ etc.} \qquad (1.10)$$

în același caz, dacă se cunoaște compoziția pe componenți, exprimată prin fracțiile molare *y%,* se poate calcula formula brută a combustibilului $C_nH_mS_pO_TN_t$ (din care în continuare se calculează ușor compoziția elementară) prin reiați de aditivitate de tipul:

$$n=\sum (n_i\cdot y_i); \quad m=\sum (m_i\cdot y_i) \text{ etc.} \qquad (1.11)$$

în care n_t reprezintă numărul de atomi de C, m_L — numărul de atomi de H etc, în moleculele diverșilor componenți ai amestecului.

1.1.2. CONSUMUL DE OXIGEN PENTRU ARDERE

In cazul unei hidrocarburi pure date, consumul de oxigen pentru arderea completă (oxidarea carbonului la $C0_2$ și a hidrogenului la H_20) se poate exprima direct, pe baza reacției stoechiometrice.

De exemplu, pentru arderea metanului

$$CH_4+2O_2=CO_2+2H_2O$$

consumul de oxigen se p

$$2 \text{ kmol } O_2/\text{kmol } CH_4$$

$$\frac{2}{16} \text{ kmol } O_2/\text{kg } CH_4$$

$$\frac{2 \cdot 32}{16} \text{ kg } O_2/\text{kg } CH_4$$

în cele ce urmează se tratează cazul general al arderii complete, stabilindu-se o relație pentru calcularea cantității minime de oxigen necesar, în funcție de compoziția elementară a combustibilului, elementele combustibile fiind C, H și S.

Pentru arderea carbonului:

$$C + 0, = CO,$$

$$1 \text{ kmol } C + 1 \text{ kmol } 0_2 = 1 \text{ kmol } C0_2$$

$$12 \text{ kg } C + 1 \text{ kmol } 0_2 - il \text{ kmol } C0_2$$

$$\left[\frac{\text{kg C}}{\text{kg combj}} \text{-l} \quad c \left[\text{"} \frac{\text{kmol 0,1}}{12 \text{ kg comb.J}}\right] \quad c \text{ rkmol_COj1}\right]_{12\text{Lkg comb.J}}$$

Se reține consumul de 0_2 pentru arderea carbonului din combustibil:

$$c \; r \frac{\text{kmol } 0_2 \text{"1}}{12 \text{ l kg comb. J}}$$

Pentru arderea hidrogenului:

$$H_{j2} + \text{ - } 0, = H, 0$$

$$1 \text{ kmol } H_2 + — \text{ kmol } O_2 = 1[\text{kmol } H_2 0]$$

$$2 \text{ kg } H_2 + \frac{1}{2} \text{ kmol } O_2 = 1[\text{kmol } H_2O]$$

$$h \frac{\text{kg } H_2}{\text{kg comb.}} + \frac{h}{4} \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kg comb.}} = \frac{h}{2} \left[\frac{\text{kmol } H_2O}{\text{kg comb.}}\right]$$

Se reține consumul de 0_2 pentru arderea hidrogenului din combustibil

$$\frac{h}{4} \left[\frac{\text{kmol O2 "}}{\text{kg comb.}}\right].$$

Pentru arderea sulfului:

$$S+O_2=SO_2$$

$$1\ \text{kmol}\ S+1\ \text{kmol}\ O_2=1\ \text{kmol}\ SO_2$$

$$32\ \text{kg}\ S+1\ \text{kmol}\ O_2=1\ \text{kmol}\ SO_2$$

$$S\left[\frac{\text{kg S}}{\text{kg comb.}}\right]+\frac{S}{32}\left[\frac{\text{kmol }O_2}{\text{kgcomb.}}\right]=\frac{S}{32}\left[\frac{\text{kmol }SO_2}{\text{kg comb.}}\right]$$

Se reține consumul de 0_2 pentru arderea sulfului din combustibil:

$$\frac{S}{32}\left[\frac{\text{kmol }O_2}{\text{kg comb.}}\right]$$

Oxigenul existent în combustibil:

$$o\left[\frac{\text{kg }O_2}{\text{kg comb.}}\right]\ \text{sau}\ \ \frac{o}{32}\left[\frac{\text{kmol }O_2}{\text{kg comb.}}\right]$$

reduce necesarul de 0_2 consumat din exterior.

Pe baza celor anterioare, se poate scrie relația consumului minim de 0_2, necesar arderii complete a combustibililor:

$$O_{min}=\frac{c}{12}+\frac{h}{4}+\frac{s}{32}-\frac{o}{32}\left[\frac{\text{kmol }O_2}{\text{kg comb.}}\right] \qquad (1.12)$$

Consumul minim de 0_2 poate fi exprimat și în alte unități de măsură, ca de exemplu:

$$32\,O_{min}\left[\frac{\text{kg }O_2}{\text{kg comb.}}\right];\quad 22{,}4\,O_{min}\left[\frac{\text{m}_N^3\ O_2}{\text{kg comb.}}\right]$$

Prin condiții normale (indice N) se înțeleg: t=0°C și presiunea normală atmosferică egală cu 1,01325 bar.

In cele ce urmează se prezintă cîteva observații critice, valabile atît pentru paragraful anterior cît și pentru cele următoare, observații referitoare la unele valori numerice și la scrierea unor unități de măsură.

a) în lucrările mai vechi, m^3 în condiții normale se simboliza prin Nm^3. în prezent, utilizîndu-se S.I. de unități de măsură, N poate fi confundat cu newtonul. Se recomandă simbolizarea $m^\wedge$.

b) Este incorectă exprimarea cantității molare, la substanțele cu molecule monoatomice, prin „atom" sau multiplii acestuia, exprimare întîlnită în mai multe lucrări. „Atomul" nu a fost și nu este o unitate de măsură.

c) în foarte multe lucrări anterioare introducerii unităților S.I. (americane, sovietice, românești etc), pentru a nu apare confuzii, expresia „mol" era însoțită de o unitate de măsură de masă (lbmol, gram-mol, tonă-mol, Kgmol,). „Mol"-ul introdus recent ca a șaptea unitate fundamentală a S.I. dă naștere la confuzii. într-o lucrare englezească despre unități de măsură, mol-ul (nu kmol-ul) este definit prin M kg (nu grame), corelîndu-se unitatea fundamentală mol cu unitatea fundamentală kg. Pentru a se evita confuziile, se recomandă scrierea expresiei mol împreună cu unitatea de măsură de masă corespunzătoare cantității exprimate (Kgmol, gmol).

d) Masa moleculară (de la moleculă) este o valoare relativă și nu are unități de măsură. Masa molară (de la mol) este o valoare absolută și are

unităţi de măsură. De exemplu, pentru CH_4 masa molară este egală cu 16 kg/kmol.

e) Pentru simplificare, în paragraful anterior s-au utilizat pentru masele atomice şi masele moleculare ale substanţelor numerele întregi cunoscute. Valorile exacte sînt, de exemplu: pentru C 12,01; pentru H_2 2,016; pentru S 32,06 etc.

f) Tot pentru simplificare, s-au luat valorile rotunjite ale volumului molar normal şi presiunii normale atmosferice. Valorile exacte ale acestor mărimi se găsesc în standardul românesc corespunzător.

1.1.3. CONSUMUL DE AER ŞI COEFICIENTUL CANTITĂŢII DE AER

Compoziţia aerului atmosferic este variabilă, depinzînd de zonă (poluată, nepoluată), de altitudine (conţinutul de 0_2 scade cu creşterea altitudinii) etc. De asemenea, conţinutul de vapori de apă al aerului este variabil.

Pe lîngă N_2 şi 0_2, aerul conţine şi alte substanţe, aşa cum rezultă din următoarea analiză de aer uscat:

Azot	78,024 [% vol.]
Oxigen	20,946
Argon	0,934
Bioxid de carbon	0,033
Neon	0,001818
Heliu	0,000524
Metan	0,000200
Kripton	0,000114
Hidrogen	0,000050
Oxizi de azot	0,000050
Xenon	0,000009
Etc.	

în calculele tehnice ale proceselor de combustie, aerul se consideră uscat şi avînd următoarea compoziţie:

21% voi (mol) 0_2 sau 23,3o/$_0$ masă O_a
79% voi (mol) N_2 sau 76,7o/$_0$ masă N_2

100 100,0

Cunoscîndu-se consumul minim de 0_2 pentru ardere şi concentraţia 0_2 în aerul tehnic, se poate scrie următoarea relaţie pentru consumul minim de aer, necesar arderii complete a combustibililor:

$$L_{min} = \frac{1}{0{,}21} \quad O_{min} = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32}\right) \left[\frac{\text{kmol aer}}{\text{kg comb.}}\right] \qquad (1.13)$$

Dacă arderea decurge cu mai puţin aer decît cel minim necesar, în gazele arse va fi prezent în primul rînd CO (produs de oxidare incompletă) şi uneori chiar H_2, C etc. Arderea incompletă este întîlnită practic la regenerarea catalizatorilor de cracare (căldura degajată este mai mică, temperatura este mai redusă şi se protejează catalizatorul), la motoarele cu ardere internă cu piston cu aprindere prin scînteie (de exemplu, în

regimul de putere maximă) şi la cuptoarele metalurgice (unde este necesară o atmosferă reducătoare).

In general, în focarele cuptoarelor de rafinărie, generatoarelor de abur etc. se lucrează cu o cantitate de aer mai mare decît cea minimă necesară arderii complete. Acest lucru este necesar pentru evitarea arderii incomplete (pierderii de căldură, poluării atmosferei), deoarece arderea incompletă poate fi cauzată şi de neomogenitatea amestecului aer-combustibil (lipsă de 0_2 în raport cu combustibilul în unele zone ale focarului). Un injector sau arzător de combustibil este cu atît mai bun, cu cit realizează o ardere completă la un consum de aer cît mai apropiat

Cie *LimXn**

Pentru că practic arderea se face fie cu o cantitate de aer mai mare decît L_{mln}, fie cu o cantitate mai mică decît L_{mln}, este necesară introducerea unui coeficient al cantităţii de aer, caracteristic. în plus, în practică ar fi foarte greu să se dozeze cantitatea de aer exact la valoarea L_{min}.

Se defineşte *coeficientul cantităţii de aer* (a) prin raportul dintre consumul practic (real) de aer (L) şi cantitatea minimă de aer corespunzătoare:

$$\alpha = \frac{L}{L_{min}} \tag{1.14}$$

Acest coeficient are valori supraunitare la arderea cu un exces de aer şi valori subunitare la arderea cu lipsă de aer.

Consumul practic de aer pentru arderea combustibililor se poate exprima, prin intermediul lui a, prin relaţia:

$$L = \alpha L_{min} = \frac{\alpha}{0{,}21}\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32}\right) \left[\frac{\text{kmol aer}}{\text{kg comb.}}\right] \tag{1.15}$$

Consumul practic de aer poate fi exprimat şi în alte unităţi de măsură, ca de exemplu:

$$29\,L\,\frac{\text{kg aer}}{\text{kg comb.}}; \quad 22{,}4\,L\,\left[\frac{\text{m}^3_N\ \text{aer}}{\text{kg comb.}}\right]$$

(29 reprezintă masa molară medie rotunjită a aerului).

Se înţelege prin *dozaj* raportul dintre cantitatea de combustibil şi cantitatea de aer corespunzătoare. Dozajul se exprimă obişnuit în kg comb./kg aer şi variază invers proporţional cu a:

$$\delta = \frac{1}{29L} = \frac{1}{29 \cdot \alpha L_{min}} \left[\frac{\text{kg comb.}}{\text{kg aer}}\right] \tag{1.16}$$

Gradul de omogenizare a amestecului combustibil-aer este determinat de natura combustibilului (mai mare la combustibilii gazoşi), de tipul arzătoarelor sau injectoarelor, de construcţia focarului etc.

Cu cît a este mai mic, cu atît arderea este mai incompletă şi căldura degajată este mai mică. Cu cît a este mai mare, cu atît cantitatea de gaze de ardere este mai mare şi, pentru aceeaşi temperatură la coş, pierderile de căldură cu gazele arse evacuate în atmosferă sînt mai mari. Creşterea lui a conduce în plus şi la scăderea temperaturii flăcării, deci la un transfer de căldură mai redus.

Practica a arătat că arderea în focare este optimă la valori a de ordinul: a=1,05—1,2 pentru combustibili gazoşi; a=1,2—1,4 pentru combustibili lichizi.

La regenerarea catalizatorilor de cracare a are valori cuprinse între 0,8 și 1. La arderea benzinei în motoare cu carburație, în regimul de putere maximă, a are valori în jurul lui 0,9.

In unele lucrări în limba română sau în limba engleză, a este numit coeficient „de exces" de aer. Această denumire corespunde cazului în care <x>l, dar este improprie cazului în care arderea decurge cu lipsă de aer (în acest caz „excesul" ar trebui să fie o valoare negativă). Noțiunea de coeficient al cantității de aer este mai potrivită pentru <x și ea este întîlnită si în alte lucrări românești.

1.1.4. LIMITELE DE INFLAMABILITATE

Declanșarea arderii unui amestec omogen de aer și combustibil gazos (sau în fază vapori) nu este posibilă decît între anumite limite ale concentrației combustibilului în acest amestec.

In tabelul 1.1 se prezintă pentru cîteva substanțe combustibile limitele de inflamabilitate (inferioară și superioară, exprimate în % voi. combustibil în amestec) în aer, în condițiile ambiante. Aceste limite sînt obținute pe cale experimentală și diferă puțin de la un autor la altul, după metoda de determinare.

TABELUL 1.1

Limite de inflamabilitate în aer, în condițiile ambiante

Combustibil	Limita inferioară, [% vol.]	Limita superioară, [% vol.]
H_2	4	74,2
CH_4	5	15
C_2H_2	2,5	80
C_2H_4	2,75	28,6
C_2H_6	3,1	12,45
C_3H_6	2	11,1
C_3H_8	2,1	10,1
C_4H_{10}	1,86	8,41
C_5H_{12}	1,4	7,8
CO	12,5	74,2
NH_3	15,5	26,6
H_2S	4,3	45,5
Benzen	1,35	6,75
Acetonă	2,55	12,8
Alcool etilic	3,28	18,95

Pentru hidrocarburi parafinice $C_nH_{2n}+2$ cu n = 1 ... 10, limita inferioară de inflamabilitate în aer, în condițiile ambiante, poate fi calculată cu relația:

$$l_{inf} = \frac{8{,}62}{n+0{,}647} \text{ [\% vol.]} \qquad (1.17)$$

Această relație conduce la valori apropiate de cele din tabel (CH_4 5,23; C_5H_{12} 1,53). Ea poate fi utilizată, de exemplu, și pentru un gaz de schelă, atunci cînd se cunoaște numai densitatea relativă:

$$n = \frac{29d-2}{14}$$

$$l_{inf} = \frac{120{,}7}{29d+7{,}058} \text{ [\% vol.]} \qquad (1.18)$$

m

Pentru un amestec de compoziție cunoscută, ambele limite de inflamabilitate pot fi calculate cu aiutorul relației:

$$l = \frac{1}{\sum_{1}^{n} \frac{y_i}{l_i}} \text{ [\% vol.]} \qquad (1.19)$$

în care y_i reprezintă fracția molară a unui component în combustibil și *li* limita de inflamabilitate a componentului, exprimată în % voi.

Limitei inferioare de inflamabilitate îi corespunde valoarea maximă a coeficientului cantității de aer, la care poate avea loc arderea unui amestec combustibil, iar limitei superioare de inflamabilitate îi corespunde valoarea minimă a lui a.

Corelarea limitelor de inflamabilitate cu valorile limită ale coeficientului cantității de aer se face prin următoarele relații:

$$\alpha_{max} = \frac{0{,}21\,(100 - l_{inf})}{0_{min} l_{inf.} M} \qquad (1.20)$$

$$\alpha_{min} = \frac{0{,}21\,(100 - l_{sup})}{0_{min} l_{sup} M} \qquad (1.21)$$

în care *M* este masa molară a combustibilului.

Pentru un combustibil dat, limitele de inflamabilitate depind de temperatură, presiune, prezența altor substanțe și geometria sistemului (la volume mici). Cu creșterea temperaturii amestecului combustibil-aer se lărgește domeniul de inflamabilitate (scade limita inferioară și crește limita superioară). De exemplu, pentru CH_4 în aer, l_{lnf} la 300°C reprezintă numai 0,86 din l_{inf} la 100°C, iar $Z_{,up}$ la *300°C* este de 1,13 ori mai mare decît l_{mp} la 100°C.

Cu creșterea presiunii, limita superioară de inflamabilitate crește, iar *linf* rămîne constantă.

Limita inferioară de inflamabilitate în oxigen este practic aceeași ca și în aer, dar limita superioară de inflamabilitate în oxigen este întotdeauna mai mare decît în aer. Cîteva exemple pentru Z_{TOp} în condițiile ambiante: CH_4 în aer 15% voi, iar în 0_2 60% voi; C_4HJQ în aer 8,41% voi, iar în 0_2 40% voi.; C_2H_2 în aer 80% voi, iar în O, 93% voi.

Cunoașterea limitei inferioare de inflamabilitate în aer este interesantă din punct de vedere practic, pentru a se cunoaște dacă arderea unui amestec este sau nu posibilă (de exemplu: gazele de la regenerarea catalizatorilor de cracare, care conțin CO, în amestec cu aer; gazele reziduale de la fabricarea negrului de fum din materii prime lichide, care conțin H_2 și CO, în amestec cu aer), sau pentru evitarea exploziilor în încăperile în care există scăpări de gaze combustibile (vapori), concentrația gazelor combustibile trebuind să se afle sub limita inferioară de inflamabilitate.

Inițierea arderii unui amestec combustibil, aflat în domeniul de inflamabilitate, se realizează prin intermediul unei flăcări sau al unei scîntei electrice, asigurîndu-se local o temperatură cel puțin egală cu temperatura minimă de aprindere. Cîteva valori ale temperaturii minime de aprindere, în aer, la presiunea atmosferică: H_2 570°C; CH_4 580°C; C_2H_2 305°C; C_4H_{10} 420°C; CO 610°C. Temperatura minimă de aprindere în 0_2 are valori ceva mai mici.

Pentru dimensionarea arzătoarelor de combustibili gazoși este interesantă variația vitezei de propagare a arderii în interiorul tuburilor care

conțin amestecuri combustibile, aflate în domeniul de inflamabilitate. Această viteză are valori sub, sau peste 1 m/s. Ea crește odată cu creșterea temperaturii amestecului, cu creșterea presiunii și cu creșterea diametrului tubului. Viteza de propagare a arderii are valori minime la $l_{in}j$ și $î_{W}p$ și valori maxime la o concentrație intermediară a combustibilului în amestecul cu aerul. Cîteva exemple de concentrații corespunzătoare vitezelor maxime de propagare a arderii: H_2 42o/$_0$ voi; CH_4 10,5% voi; C_2H_4 7% voi; CO 43% voi. în cazul exploziilor, la amestecuri statice aflate în spații mari, viteza de propagare a arderii este de ordinul 1 . .. 3 km/s.

1.1.5. CANTITATEA GAZELOR REZULTATE LA ARDEREA COMPLETA

La arderea completă (a>1) a unui combustibil, gazele rezultate din ardere pot conține următorii componenți:

$C0_2$ — provenit din arderea carbonului conținut de combustibil;

H_20 — vapori de apă proveniți din arderea hidrogenului conținut de combustibil, din umiditatea inițială a combustibilului și, dacă este cazul, din aburul utilizat pentru pulverizarea combustibilului;

$S0_2$ — provenit din arderea sulfului conținut de combustibil;

N_2 — provenit din aerul utilizat pentru ardere și din azotul conținut de combustibil;

0_2 — provenit din excesul de aer utilizat pentru ardere.

In paragraful 1.1.2., scriindu-se reacțiile de ardere ale C, H_2 și S, s-au obținut și cantitățile molare de $C0_2$, H_26 și $S0_2$ rezultate la arderea unui kg de combustibil.

Cantitatea de $C0_2$ rezultat la arderea combustibilului:

$$n_{CO_2}=\frac{c}{12}\left[\frac{\text{kmol } CO_2}{\text{kg comb.}}\right] \tag{1.22}$$

$$m_{CO_2}=44\frac{c}{12}\left[\frac{\text{kg } CO_2}{\text{kg comb.}}\right] \tag{1.23}$$

Cantitatea de H_20 rezultat la arderea combustibilului:

$$n_{H_2O}=\frac{h}{2}+\frac{w}{18}+\frac{a}{18}\left[\frac{\text{kmol } H_2O}{\text{kg comb}}\right] \tag{1.24}$$

în care: *w* reprezintă umiditatea combustibilului, în kg/kg comb., iar *a* — • cantitatea de abur de pulverizare, în kg/kg comb.

Pulverizarea combustibililor lichizi (păcură) în focare se face obișnuit cu abur de 3 ... 10 bar, utilizîndu-se a=,0,1... 0,5 kg abur/kg comb. Pulverizarea se mai poate face cu aer comprimat sau mecanic, trecîndu-se combustibil cu presiune ridicată prin orificii foarte mici.

în calculele tehnice ale arderii se neglijează umiditatea aerului atmo-

$$m_{H_2O}=18\frac{h}{2}+w+a\left[\frac{\text{kg } H_2O}{\text{kg comb.}}\right] \tag{1.25}$$

Cantitatea de SO_2 rezultat la arderea combustibilului:

$$n_{SO_2} = \frac{s}{32}\left[\frac{\text{kmol } SO_2}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.26)$$

$$m_{S_2O} = 64\frac{s}{32}\left[\frac{\text{kg } SO_2}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.27)$$

Cantitatea de N_2 prezent în produsele de ardere:

$$n_{N_2} = 0{,}79L + \frac{n}{28}\left[\frac{\text{kmol } N_2}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.28)$$

Primul termen reprezintă azotul din aerul utilizat pentru ardere (79o/$_0$ voi. sau mol), iar n — conținutul de azot al combustibilului în kg/kg comb.

$$m_{N_2} = 28 \cdot 0{,}79L + n\left[\frac{\text{kg } N_2}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.29)$$

Cantitatea de 0_2 prezent în produsele de ardere:

$$n_{O_2} = 0{,}21(L - L_{min}) = 0{,}21(\alpha - 1)L_{min}\left[\frac{\text{kmol } O_2}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.30)$$

Cantitatea de oxigen din produsele de ardere reprezintă 21% voi. sau mol din aerul în exces. De oxigenul prezent în combustibil s-a ținut seamă în calculul consumului de aer pentru ardere. Consumul de oxigen pentru oxidarea substanțelor minerale se neglijează.

$$m_{O_2} = 32 \cdot 0{,}21(\alpha - 1)L_{min}\left[\frac{\text{kg } O_2}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.31)$$

Cantitatea t

$$n = n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{SO_2} + n_{N_2} + n_{O_2}\left[\frac{\text{kmol}}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.32)$$

$$m = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{SO_2} + m_{N_2} + m_{O_2}\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.33)$$

Dacă nu se însumează și cantitatea de vapori.de apă, se obține cantitatea de gaze arse uscate.

Avînd cantitățile componenților gazelor de ardere, poate fi calculată compoziția acestor gaze, exprimată prin fracții sau procente molare (volumice) sau masice.

Masa molară medie a produselor rezultate prin ardere:

$$M = \frac{m}{n}\left[\frac{\text{kg}}{\text{Kmol}}\right] \quad (1.34)$$

Volumul gazelor arse rezultate, în condiții normale:

$$V_N = 22{,}4\,n\left[\frac{\text{m}^3\text{N}}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.35)$$

Cantitatea totală de gaze de ardere umede se poate exprima și prin bilanțul material global al procesului de ardere, pentru un kg combus • tibil:

$$m = 1 + 29\,L + a\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.36)$$

Această relaţie se utilizează obişnuit pentru verificarea lui m. Pentru ca rezultatul să fie perfect, trebuie să se ia pentru aer masa molară exactă, corespunzătoare compoziţiei admise:

$$M=0{,}79\cdot 28+0{,}21\cdot 32=28{,}84.$$

1.1.6. BILANJUL MATERIAL AL ARDERII INCOMPLETE

Se analizează cazul întîlnit în practică, în care în gazele arse apare ca produs de ardere incompletă numai CO. în majoritatea cazurilor, CO apare în gazele arse împreună cu CO,.

Apariţia CO este cauzată în primul rînd de lipsa oxigenului (oc<l), dar ea poate fi cauzată şi de imperfecta omogenizare a amestecului combustibilului (a 5şl), de disocierea $C0_2$ la temperaturi ridicate (în CO şi 0_2) şi de răcirea intensă a zonei de ardere.

In cazul arderii parţial incomplete a combustibililor, gazele arse pot conţine următorii componenţi: $C0_2$, CO, H_20, $S0_2$, N_2 şi O,. In practică, ca de exemplu la regenerarea catalizatorilor de cracare, se pot întîlni gaze arse, la temperaturi relativ scăzute, care conţin pe lîngă CO şi o cantitate mică de 0_2.

în continuare, pentru simplificare, se va analiza cazul arderii parţial incomplete numai pentru hidrocarburi (combustibili de tipul- c+/i=1). în această categorie de combustibili intră practic majoritatea calităţilor de cocs depus pe catalizatori, benzinele utilizate la motoare etc.

In cazul arderii incomplete a hidrocarburilor, gazele arse pot conţine $C0_2$, CO, H_20, N, şi 0_2.

Se notează cu x fracţia masică a carbonului din combustibil care arde incomplet:

$$x\,\frac{\text{kg C}\rightarrow\text{CO}}{\text{kg comb.}};\quad c-x\,\frac{\text{kg C}\rightarrow\text{CO}_2}{\text{kg comb.}}$$

In cazuri practice, cunoscîndu-se compoziţia elementară a combustibilului şi compoziţia volumică (molară) a gazelor arse umede sau uscate, se poate calcula valoarea lui x din relaţiile:

$$\frac{\%\text{ vol CO}}{\%\text{ vol CO}_2}=\frac{\text{kmoli CO}}{\text{kmoli CO}_2}=\frac{\text{kg C}\rightarrow\text{CO}}{\text{kg C}\rightarrow\text{CO}_2}=\frac{x}{c-x} \qquad (1.37)$$

$$\frac{\%\text{ vol.CO}}{\%\text{ vol (CO+CO}_2)}=\frac{\text{kmoli CO}}{\text{kmoli (CO+CO}_2)}=\frac{\text{kg C}\rightarrow\text{CO}}{\text{kg C}\rightarrow\text{(CO+CO}_2)}=\frac{x}{c} \qquad (1.38)$$

(atît în kmol CO cît şi un kmol $C0_2$ conţin cîte 12 kg C).

La regenerarea catalizatorilor de cracare se întîlnesc pentru h valori de ordinul 0,07 . . . 0,12, deci c=0,88 . . . 0,93, pentru x/c valori de ordinul 0,30 . . . 0,55, iar conţinutul de 0_2 în gazele arse este cuprins între 0 şi 2o/$_0$ voi.

Cantităţile molare ale componenţilor gazelor arse, la arderea parţial incompletă a hidrocarburilor, se calculează cu relaţiile prezentate în continuare.

$$n_{CO_2}=\frac{c-x}{12}\left[\frac{\text{kmol CO}_2}{\text{kg comb.}}\right] \qquad (1.39)$$

$$C+\frac{1}{2}O_2=CO$$

$$1\ \text{kmol}\ C+\frac{1}{2}\ \text{kmol}\ O_2=1\ \text{kmol}\ CO$$

$$12\ \text{kg}\ C+\frac{1}{2}\ \text{kmol}\ O_2=1\text{kmol}\ CO$$

$$x\frac{\text{kg C}\rightarrow\text{CO}}{\text{kg comb.}}+\frac{x}{24}\frac{\text{kmol O}_2}{\text{kg comb.}}=\frac{x}{12}\left[\frac{\text{kmol CO}}{\text{kg comb.}}\right]$$

$$n_{CO}=\frac{x}{12}\left[\frac{\text{kmol CO}}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.40)$$

$$n_{H_2O}=\frac{h}{2}\left[\frac{\text{k mol H}_2\text{O}}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.41)$$

$$n_{N_2}=0{,}79L\left[\frac{\text{kmol }N_2}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.42)$$

$$L=\alpha L_{min}=\frac{\alpha}{0{,}21}\cdot O_{min}=\frac{\alpha}{0{,}21}\left(\frac{c}{12}+\frac{h}{4}\right)\left[\frac{\text{kmol aer}}{\text{kg comb.}}\right]$$

Pentru aflarea cantității de 0_2 din gazele arse se efectuează un bilanț al oxigenului.

$$O_{reacționat}\ \frac{c-x}{12}+\frac{x}{24}+\frac{h}{4}=\frac{c}{12}-\frac{2x}{24}+\frac{x}{24}+\frac{h}{4}=\frac{c}{12}+\frac{h}{4}-\frac{x}{24}=O_{min}-\frac{x}{24}\left[\frac{\text{kmol O}_2}{\text{kg comb.}}\right]$$

$$n_{O_2}=O_{introdus}-O_{reacționat}=\alpha O_{min}-O_{min}+\frac{x}{24}$$

$$n_{O_2}=(\alpha-1)\,O_{min}+\frac{x}{24}=0{,}21(\alpha-1)L_{min}+\frac{x}{24}\left[\frac{\text{kmol O}_2}{\text{kg comb.}}\right] \quad (1.43)$$

pentru oc<l, (a—l)-$O_{m!n}$ are valori negative.

Se definește prin *coeficient al cantității de aer critic* (a,), valoarea lui a pentru care tot carbonul din combustibil trece în CO, iar conținutul de O, în gazele arse este nul.

Stabilirea relației lui oc$_r$:

$$x=c$$

$$n_{O_2}=0{,}21(\alpha_c-1)L_{min}+\frac{c}{24}=0$$

$$\alpha_c-1=-\frac{c}{24\cdot 0{,}21\,L_{min}}$$

$$\alpha_c=1-\frac{c}{5{,}04\,L_{min}} \quad (1.44)$$

în cazul în care, pentru un combustibil dat, se impune valoarea lui oc, între 1 și a_r, iar $n_{O_2}=0$, valoarea lui *x* se poate calcula cu relația:

$$0{,}21(\alpha-1)L_{min}+\frac{x}{24}=0$$

$$x=5{,}04(1-\alpha)L_{min}\left[\frac{\text{kg C}\rightarrow\text{CO}}{\text{kg komb.}}\right] \quad (1.45)$$

1.1.7. ANALIZA GAZELOR DE ARDERE

I Terminarea directă a debitului de aer care alimentează un focar -. rrru de realizat practic, spre deosebire de determinarea debitului de -:_;tibil. Cunoscîndu-se debitul de combustibil şi compoziţia acestuia, fi calculat numai debitul de aer minim necesar. Debitul real de **aer** care alimentează un focar poate fi stabilit numai după cunoaşterea valorii reale a coeficientului cantităţii de aer cu care decurge arderea.

Controlul arderii, necesar conducerii corecte a unui proces de ardere, constă în cunoaşterea valorii practice a coeficientului cantităţii de aer şi a eventualei prezenţe în gazele arse a unor componenţi rezultaţi prin ardere incompletă (obişnuit CO) şi se realizează prin analizarea gazelor arse.

Analiza gazelor arse se poate face cu analizoare: chimice, electrice, magnetice şi cromatografice.

Unele tipuri de analizoare pot indica, sau chiar înregistra, continuu concentraţia unui component din gazele arse (de exemplu, $C0_2$, 0_2 sau CO).

Analizorul chimic utilizat frecvent este analizorul Orsat, cu care se determină conţinuturile procentuale volumice (molare) de $C0_2$, 0_2 şi CO, in gazele arse uscate. în aparatul Orsat se introduc 100 cm^3 gaze de ardere uscate, la presiunea şi temperatura ambiante, care sînt barbotate în ordine printr-o soluţie de KOH care reţine $C0_2$ (împreună cu $S0_2$), printr-o soluţie de pirogalat de potasiu care reţine 0_2 şi printr-o soluţie amotiacala de cupru care reţine CO. Ceea ce rămîne final este N_2.

Analizoarele electrice conţin punţi electrice şi se bazează pe fenomenele termoconductometrice. în figura 1.2. este prezentată schema de principiu a unei punţi electrice, compusă din: *1* — sursă de curent; , — milivoltmetru; *3* — rezistenţă reglabilă şi *4* — celulă de măsurare. In condiţiile ambiante, $C0_2$ are o conductivitate termică sensibil mai mică decît ceilalţi componenţi (biatomici) ai gazelor arse uscate (N_2, 0_2 şi CO), aşa cum rezultă din următoarele valori relative:

$$\frac{\lambda CO_2}{\lambda_{aer}}=0{,}59;\quad \frac{\lambda N_2}{\lambda_{aer}}=0{,}99;\quad \frac{\lambda O_2}{\lambda_{aer}}=1{,}01;\quad \frac{\lambda CO}{\lambda_{aer}}=0{,}92$$

Pentru măsurarea concentraţiei $C0_2$, se trece iniţial cu o pompă vibratoare un debit constant de aer prin celula *4,* în care se află o rezistenţă caldă de platină, şi se echilibrează puntea prin intermediul reostatului *3.* Se trece apoi prin celulă un debit egal şi la aceeaşi temperatură de gaze arse, uscate şi răcite în prealabil. Conductivitatea termică a gazelor arse fiind mai mică decît cea a aerului, din cauza prezenţei $C0_2$, răcirea rezistenţei este mai redusă şi deci cresc temperatura şi rezistenţa electrică a firului de platină. Puntea se dezechilibrează, proporţional cu concentraţia $C0_2$, şi indicatorul milivoltmetrului indică pe o scală etalonată, direct, conţinutul de $C0_2$ în % voi.

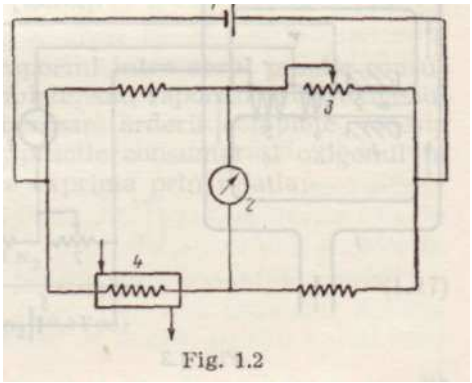


Fig. 1.2

Pentru măsurarea concentrației CO se utilizează 6 schemă asemănătoare. Prin celulă se circulă un amestec de gaze arse uscate și aer, într-o anumită proporție. Firul de platină are o temperatură de aproximativ 500°C și catalizează oxidarea CO la GO_2. Se dezvoltă căldură, cresc temperatura și rezistența electrică a firului de platină și puntea se dezechilibrează, proporțional cu concentrația CO. Influența prezenței CO, este mică în acest caz. Pe scala milivoltmetrului se citește direct conținutul de CO în % voi.

Cu analizoarele electrice se determină deci conținutul procentual volumic (molar) de CO_2 și (sau) CO în gazele arse uscate.

Analizoarele magnetice, de mai multe tipuri constructive, se bazează pe comportarea magnetică caracteristică a 0_2 și servesc la determinarea concentrației volumice a 0_2 în gazele arse uscate, sau chiar umede, în domeniul 0,2 .. . 10o/$_0$ voi 0_2.

Oxigenul este o substanță paramagnetică (este atras de un cîmp magnetic), spre deosebire de CO_2 și N_2 care sînt diamagnetice. Susceptibilitatea magnetică a oxigenului este de 5 ori mai mare decît cea a aerului și de 150 ori mai mare decît cea a CO_2 și scade sensibil odată cu creșterea temperaturii.

In figura 1.3. este prezentată schema de principiu a unui analizor magnetic, compus din: *1* — cameră inelară metalică, 2 — țeava transversală de sticlă, *3* — magnet permanent, *4* și 5 — rezistențe de platină pentru încălzire, *6* — sursă de curent, 7 — rezistență reglabilă și *8* — milivoltmetru. Se constată și în această schemă prezența unei punți electrice.

Gazele arse de analizat, răcite în prealabil și eventual uscate, trec cu un debit constant prin camera *1.* Cîmpul magnetic atrage oxigenul din brațul sting al camerei inelare, în care temperatura este redusă. Rezistențele care încălzesc tubul de sticlă, în dreapta magnetului, fac ca oxigenul să-și reducă sensibil susceptibilitatea magnetică și astfel apare în acest tub o circulație de la stînga spre dreapta. Fluxul care circulă reduce temperatura rezistenței *4* mai mult decît pe cea a rezistenței 5, în dreptul căreia fluxul este mai cald, și puntea electrică se dezechilibrează, proporțional cu concentrația 0_2 în gazele arse. Indicatorul milivoltmetrului indică direct conținutul de O,, în % voi. Reostatul servește la echilibrarea inițială a punții electrice.

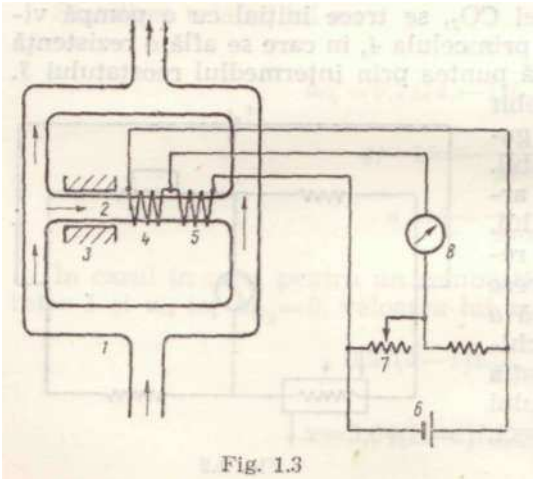


Fig. 1.3

Analizoarele electrice și cele magnetice pot indica continuu compoziția gazelor arse, la un tablou de comandă, și pot fi adaptate pentru înregistrarea acestei compoziții sau pentru reglarea automată a procesului de ardere, în funcție de compoziția gazelor arse.

Analizoarele cromatografice de gaze arse sînt și ele de mai multe tipuri, marea lor majoritate servind la determinarea

compoziţiei gazelor arse uscate. în ultimii ani s-au pus la punct şi metode cromatografice pentru determinarea compoziţiei gazelor arse umede, direct, dintr-o singură probă de gaze. Analiza cromatografică prezintă o mare precizie, putîndu-se stabili concentraţii şi de ordinul a 0,01% voi. Un alt avantaj al analizei cromatografice constă în faptul că pot fi depistaţi individual diverşi componenţi combustibili aflaţi în cantităţi mici în gazele arse (în afara CO) ca de, exemplu: H_2, CH_4, C_3H_4 şi C_2H(;, rezultaţi prin descompunerea termică a unui combustibil lichid.

1.1.8. STABILIREA COEFICIENTULUI CANTITĂŢII DE AER, PE BAZA DATELOR ANALIZEI GAZELOR ARSE USCATE

în cele ce urmează se urmăreşte stabilirea valorii coeficientului cantităţii din aer cu care are loc arderea, în funcţie de concentraţiile componenţilor gazelor arse uscate, acestea conţinînd $C0_2$, CO, 0_2 şi N_2. Aceste concentraţii se stabilesc cu analizoare chimice (direct $C0_2$, O, şi CO, iar prin diferenţă la o sută N_2), cu analizoare cromatografice sau cu analizoare electrice ($C0_2$ şi CO) plus magnetice (0_2).

Se notează cu Y''_{co_2}» Yo_2 Şi Y_co % voi (mol) pentru componenţii respectivi, în gazele arse uscate.

Conţinutul de N_2 se află prin diferenţă:

$$Y_{N_2}=100-(Y_{CO_2}+Y_{O_2}+Y_{CO})\ [\%\ \text{vol (mol)}]. \qquad (1.46)$$

Luîndu-se ca bază 100 kgmol gaze arse uscate, oxigenul real consumat va fi:

$$\frac{21}{79}Y_{N_2}[\text{kmol}].$$

Pentru cazul considerat Yo., nu reprezintă oxigenul în exces, deoarece arderea nu este completă. Pentru arderea completă, 1 kmol CO ar necesita 0,5 kmol 0_2 iar, pentru:baza admisă, Y_{Co} kmol CO ar necesita, ca arderea să fie completă, 0,5 Y_co [kmol 0_2].

Oxigenul în exces, faţă de oxigenul teoretic (minim) necesar arderii complete, va fi:

$$Y_{O_2}-0{,}5\,Y_{CO}\ [\text{kmol}].$$

Coeficientul cantităţii de aer fiind raportul între aerul practic consumat şi aerul minim necesar arderii complete, sau raportul între oxigenul practic consumat şi oxigenul minim necesar arderii complete (acesta este egal cu diferenţa dintre oxigenul practic consumat şi oxigenul în exces faţă de oxigenul minim), se poate exprima prin relaţia:

$$\alpha=\frac{\frac{21}{79}Y_{N_2}}{\frac{21}{79}Y_{N_2}-(Y_{O_2}-0{,}5Y_{CO})} \qquad (1.47)$$

Dacă se înlocuiește Y_{N2} în funcție de Y_{co_2}, Y_{02} și ^co, se poate obține următoarea formă a relației:

$$\alpha = \frac{100 - Y_{CO_2} - Y_{O_2} - Y_{CO}}{100 - Y_{CO_2} - 4{,}76 Y_{O_2} + 0{,}88 Y_{CO}} \qquad (1.48)$$

In cazul arderii complete, aceste relații pot fi simplificate corespunzător (Yco=0).

. 1.1.9. STABILIREA COMPOZIȚIEI GAZELOR ARSE UMEDE SI A NATURII COMBUSTIBILULUI, PE BAZA DATELOR ANALIZEI GAZELOR ARSE USCATE

Pentru baza admisă anterior de 100 kgmol gaze arse uscate, din oxigenul total introdus:

$$\frac{21}{79} Y_{N_2} [\text{kmol } O_2]$$

pentru obținerea a Fco_2 [kmol $C0_2$] s-au consumat:

$$Y_{CO_2} [\text{kmol } O_2]$$

iar pentru obținerea a Fco kmol CO s-au consumat:

$$0{,}5 Y_{CO} [\text{kmol } O_2]$$

Avîndu-se în vedere că î sesc:

$$Y_{O_2} [\text{kmol } O_2]$$

prin bilanțul oxigenului rezultă cantitatea de 0_2 consumată pentru arderea hidrogenului:

$$\frac{21}{79} Y_{N_2} - (Y_{CO_2} + 0{,}5\, Y_{CO} + Y_{O_2}) [\text{kmol } O_2]$$

și corespunzător cantitatea de vapori de apă:

$$2\left(\frac{21}{79} Y_{N_2} - Y_{CO_2} - 0{,}5\, Y_{CO} - Y_{O_2}\right) [\text{kmol } H_2O]. \qquad (1.49)$$

Avînd cantitatea de vapori de apă corespunzătoare celor 100 kmol gaze arse uscate, se poate calcula compoziția molară (volumică) a gazelor arse umede. In această situație se neglijează umiditatea inițială a combustibilului și se consideră că nu se face pulverizare cu abur (vaporii de apă provin numai din arderea hidrogenului conținut de combustibil).

Tot pentru baza admisă, știind că pentru 1 kmol O, corespund la ardere 4 kg hidrogen, masa hidrogenului ars se poate exprima prin relația:

$$m_H = 4\left(\frac{21}{79} Y_{N_2} - Y_{CO_2} - 0{,}5\, Y_{CO} - Y_{O_2}\right) [\text{kg H}] \qquad (1.50)$$

Pentru obținerea a Yco_2 kmol $C0_2$, masa carbonului ars este egală cu:

$$12\, Y_{CO_2} \text{ kg C}$$

iar pentru obținerea a Y_Co kmol CO:

$$12\ Y_{CO}\ \text{kg C.}$$

In total, masa carbonului ars va fi:

$$m_C = 12\,(Y_{CO_2}+Y_{CO})\ [\text{kg C}] \qquad (1.51)$$

Pe baza valorilor anterioare, rezultă expresia raportului masic H/C »-:rj combustibilul ars:

$$\frac{H}{C} = \frac{\frac{21}{79}\,Y_{N_2} - Y_{CO_2} - 0{,}5\,Y_{CO} - Y_{O_2}}{3\,(Y_{CO_2}+Y_{CO})} \qquad (1.52)$$

Dacă combustibilul este o hidrocarbură sau un amestec de hidrocarburi (c+7i=l), se poate scrie și expresia fracției masice a carbonului conținut de combustibil:

$$c = \frac{m_C}{m_C+m_H} = \frac{12\,(Y_{CO_2}+Y_{CO})}{12\,(Y_{CO_2}+Y_{CO}) + 4\left(\frac{21}{79}\,Y_{N_2} - Y_{CO_2} - 0{,}5\,Y_{CO} - Y_{O_2}\right)} \qquad (1.53)$$

Această relație, prin înlocuirea lui Y_{JV_2}, se poate aduce la forma:

$$c = \frac{Y_{CO_2}+Y_{CO}}{8{,}87 + 0{,}578\,Y_{CO_2} + 0{,}745\,Y_{CO} - 0{,}422\,Y_{O_2}} \qquad (1.54)$$

Relația lui c, în cazul în care valoarea acestuia este cunoscută, poate servi indirect la o verificare a corectitudinii datelor analizei gazelor arse.

1.1.10. DIAGRAMA OSTWALD PENTRU CONTROLUL ARDERII

Diagrama Ostwald se poate construi pentru oricare combustibil dat și corelează parametrii a, Yco_2, Yo_2 Și ^co (% ˅°l în gazele arse uscate). Această diagramă este utilă pentru verificarea corectitudinii datelor de analiză a gazelor arse uscate, de exemplu, cele stabilite prin analiză chimică, dreptele corespunzătoare valorilor Y_Co_2, $^o_2$ Și ^co trebuind să se intersecteze în același punct. Din diagramă se poate citi direct valoarea lui a, în acest caz fiind suficiente numai valorile a două concentrații (de exemplu, Y_Co_2 Și $^o_2$ stabilite cu analizor chimic, sau $Y_{cc,_2}$ Și ^co stabilite cu analizor electric). Dacă se admite că arderea este completă (Y_Co=0), este suficientă cunoașterea concentrației unui singur component (Yco_2 sau Y_{02}) în gazele arse uscate.

Este bine să se facă verificarea datelor analizei chimice a gazelor arse uscate, pentru că de multe ori apar erori cauzate de: solubilitatea $C0_2$ în apă, neetanșeitatea perfectă a aparatului, variația temperaturii gazelor în timpul analizei, scăderea concentrației soluțiilor etc.

în figura 1.4. este prezentată în principiu diagrama Ostwald. Aceasta conține, în coordonate Y_Co_2—Y_{D2}, o familie de drepte pentru valori con-

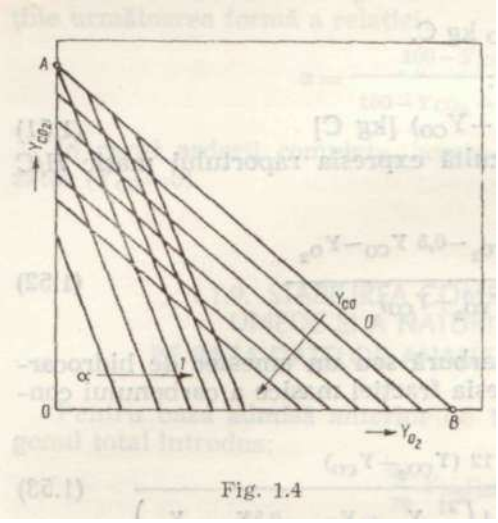


Fig. 1.4

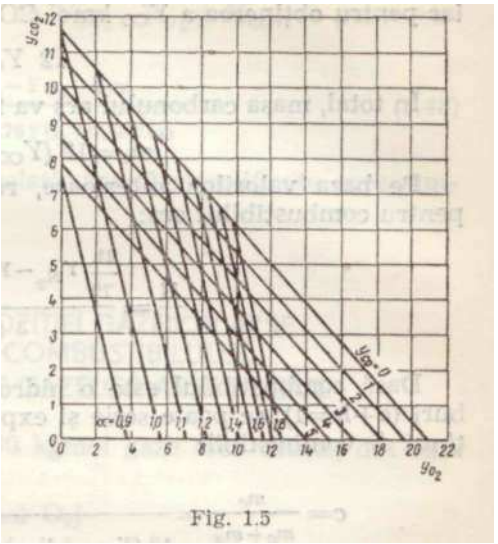


Fig. 1.5

stanțe ale lui Y_co și o familie de drepte pentru valori constante ale lui oc (a^1). In figura 1.5. este redată diagrama Ostwald pentru CH_4.

Diagrama are trei puncte caracteristice, în care parametrii au valorile din tabelul 1.2.

TABELUL 1.2

Parametrii caracteristici din diagrama Ostwald

Punctul	Y_{CO_2}	Y_{O_2}	Y_{CO}	α
A	Y_{CO_2} max	0	0	1
B	0	21	0	∞
O	0	0	Y_{CO} max	α_e

Diagrama Ostwald se poate construi pentru oricare tip de combustibil. Pentru simplificare, în cele ce urmează se prezintă modul de construire a diagramei pentru combustibilii de tipul *c+h=l.*

•Se pornește de la cele două relații de bază stabilite anterior:

$$\alpha = \frac{100 - Y_{CO_2} - Y_{O_2} - Y_{CO}}{100 - Y_{CO_2} - 4{,}76 Y_{O_2} + 0{,}88 Y_{CO}}$$

$$c = \frac{Y_{CO_2} + Y_{CO}}{8{,}87 + 0{,}578 Y_{CO_2} + 0{,}745 Y_{CO} - 0{,}422 Y_{O_2}}$$

Intersecția dreptei $Y_{co}=0$ cu ordonata se află făcînd în relația lui *c,* $Y''_{co}=0$ și $Y_{Qo}=0$. Se obține valoarea maximă pe care o poate avea *Ycqj*

$$Y_{CO_2\,max} \frac{8{,}87\,c}{1 - 0{,}578\,c} \qquad (1.55)$$

Intersecțiile dreptelor $Y_C o$=ct. cu abscisa se află făcînd în relația lui *c,* $Y_c o_a = 0$. Se obține:

$$Y_{O_2} = 21 - \frac{1 - 0{,}745\,c}{0{,}422\,c}\, Y_{CO} \qquad (1.56)$$

Se constată că pentru Y_{co}=.0 rezultă $Y_{0\text{„}}$=21, indiferent de natura combustibilului, aceasta fiind valoarea maximă a lui Y_{0a}.

Dreptele $Y_C o$=ct. sînt paralele între ele și egal distanțate. Dreapta Yx>=0 se trasează prin două puncte, iar celelalte drepte necesită pentru a fi trasate numai cîte un singur punct.

Dacă se elimină $Y_O p$ între relațiile lui c și a și apoi se face $Y_C o_2 = 0$, se găsesc intersecțiile dreptelor a=ct. cu abscisa:

$$Y_{O_2} = \frac{100 - 83{,}37\,c - \alpha(100 - 66{,}67\,c)}{1 - 1{,}167\,c - \alpha(4{,}76 - 3{,}173\,c)} \qquad (1.57)$$

Dreptele a=ct. nu sînt paralele între ele și trebuiesc trasate prin cîte două puncte. Pentru a se găsi valorile lui $Y_C o_2$ în punctele de intersecție ale acestor drepte cu dreapta $Y_{co} = 0_{)>}$ se elimină Yo_2 între relațiile lui c și a și se face $Y_C o$='0. Se obține:

$$Y_{CO_2} = \frac{33{,}33\,c}{c - 1 - \alpha(3{,}173 \cdot c - 4{,}76)} \qquad (1.58)$$

Ca verificare, se constată că pentru a=1 se obține $Y_{co\text{·,}max}$.

Relația anterioară se utilizează pentru a>1.

Pentru dreptele de <x=ct., în cazul a<1, se pot stabili punctele de intersecție cu ordonata. Se elimină $Y_C o$ între relațiile lui c și a și apoi se face $Yo_2 = 0$, obținîndu-se:

$$Y_{CO_2} = \frac{100 - 83{,}37\,c - \alpha(100 - 66{,}67\,c)}{-0{,}167\,c - \alpha(1{,}88 - 1{,}254\,c)} \qquad (1.59)$$

Ca verificare, se poate constata că pentru a=1 se obține $Y_C o$ *max*-

Dreptele de <x=ct. se trasează prin cîte două puncte, care au fost definite.

în continuare, cîteva observații suplimentare privind diagrama Ostwald.

Relația anterioară a lui Y_0 scrisă sub forma:

$$Y_{O_2} = \frac{\dfrac{100 - 83{,}37\,c}{\alpha} - (100 - 66{,}67\,c)}{\dfrac{1 - 1{,}167\,c}{\alpha} - (4{,}76 - 3{,}173\,c)}$$

conduce la concluzia că pentru a=00 corespunde Yo_2=21.

Dacă în relația anterioară a lui Yco_2 se face $Y_C o_2$ ==0, se obține o relație a lui <n_c pentru combustibilii de tipul *c+h=l:*

$$\alpha_c = \frac{100 - 83{,}37\,c}{100 - 66{,}67\,c} \qquad (1.60)$$

Dacă în relația lui c se fac $Yco_2=0$ și $Y_{o_2}=0$ se obține valoarea maximă a lui *Yco-*

$$Y_{CO\ max}=\frac{8{,}87\,c}{1-0{,}745\,c} \qquad (1.61)$$

și se constată că Y_Co_{max} este mai mare decît Yco_s *max-*

Dreptele neparalele de a=ct. au un pol comun, cu coordonatele Y_Co_2 — =—200 și Yo_2=100. Dacă din relațiile lui a și c se elimină Y_Co, se constată în continuare că pentru Yo_2—100 rezultă Y_Co_2 =—200, indiferent de valorile lui a și c (polul este comun pentru toți combustibilii).

Acest pol fiind foarte îndepărtat de domeniul practic al diagramei, se poate simplifica construirea diagramei, stabilind numai intersecțiile dreptelor de <x=ct. cu abscisa, trasînd dreapta a=1 și ducînd apoi celelalte drepte paralele cu aceasta.

1.1.11. DIAGRAME GENERALE PENTRU CONTROLUL ARDERII AMESTECURILOR DE HIDROCARBURI

Spre deosebire de diagrama Ostwald (în literatură există și alte tipuri de diagrame, dar mai puțin interesante), care trebuie construită pentru fiecare combustibil în parte, pe baza relațiilor stabilite pentru a și c, se pot construi și diagrame generale, pentru toți combustibilii de tipul *c+h=l.*

In figura 1.6. este prezentată o diagramă generală, pentru controlul arderii combustibililor de tipul *c+h=l,* în cazul în care arderea este completă (Yco=0). în funcție de Yco_2 Și ^02» reprezentînd % voi. în gazele arse uscate, pot fi citite valorile a și *c.* Dacă valoarea lui c este cunoscută, citirea acesteia din diagramă se face numai pentru o verificare a corectitudinii datelor analizei gazelor arse. Cunoscîndu-se valoarea lui *c,* oc poate fi stabilit în funcție numai de o singură concentrație *(Yco_2* sau Y_{02}). Valorile lui Yco_2 de pe abscisă reprezintă *Yco_2 max* în funcție de fracția masică a carbonului conținut de combustibil.

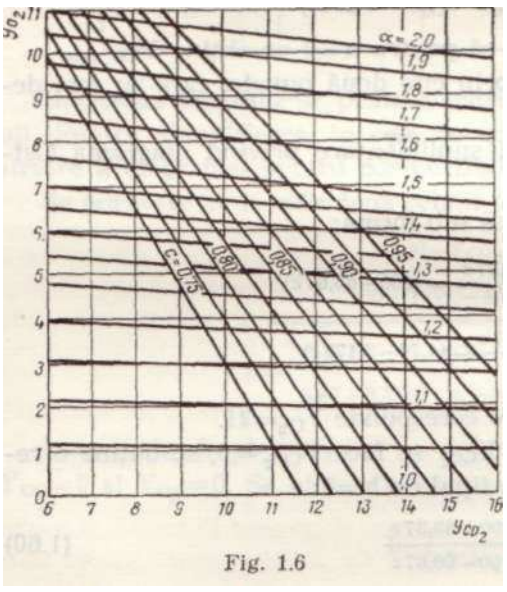


Fig. 1.6

In figura 1.7 este prezentată o nomogramă generală pentru controlul arderii combustibililor de tipul c+h=1, în cazul în care arderea poate fi și incompletă, în funcție de *Yco_2* Și *Y_Co,* valori stabilite, de exemplu, cu analizoare electrice, cunoscîndu-se natura combustibilului (valoarea lui c), se poate citi valoarea lui oc. în figură

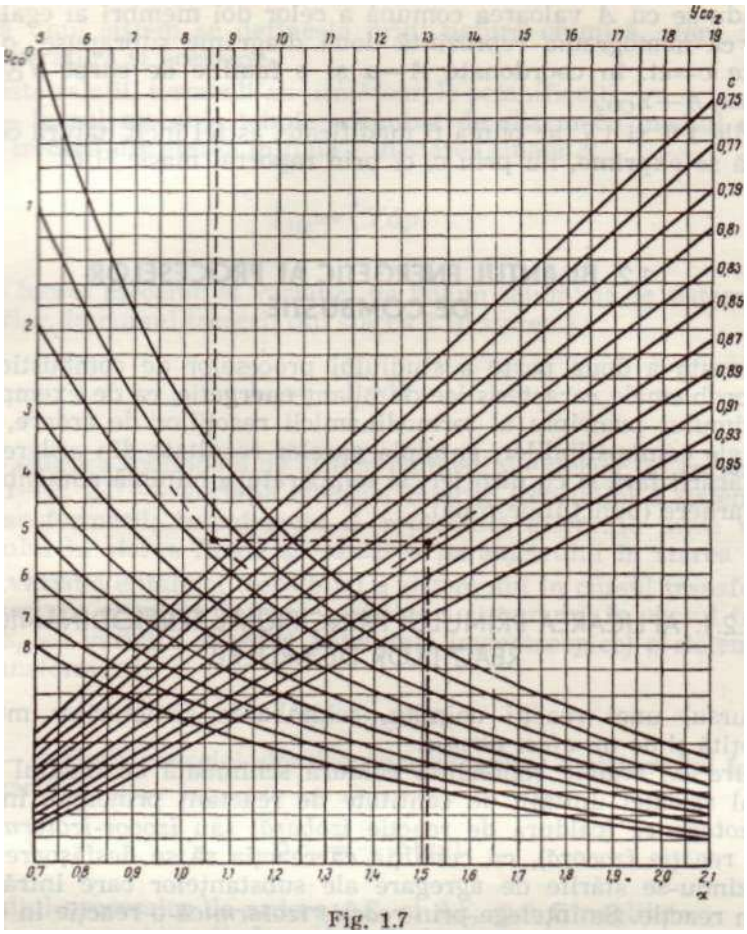


Fig. 1.7

este redat şi modul de utilizare a nomogramei. Dacă se admite că arderea este completă ($Y_co=0$) şi se cunoaşte valoarea lui c, pentru stabilirea lui a este suficient să se determine experimental numai Yco_2- Nomograma permite şi citirea valorii maxime a lui Y_co_2 '• pornind de la valoarea oc=l, se merge pe verticală pînă la valoarea lui c, apoi pe orizontală pînă la curba Yco=0 şi se citeşte pe verticală valoarea lui Y_co_2 *mm*-

In continuare, se prezintă principiul construirii acestei nomograme. Eliminîndu-se Yco_2 între relaţiile lui a şi c, se obţine:

$$\alpha = \frac{1{,}26(1-c)(Y_{CO_2}+Y_{CO})-0{,}21\,c\,(Y_{CO}-200)}{(6-4\,c)(Y_{CO_2}+Y_{CO})}$$

Această relaţie se poate scrie sub o formă în care variabilele sînt separate cîte două:

$$\frac{\alpha(6-4\,c)-1{,}26\,(1-c)}{0{,}21\,c} = \frac{200-Y_{CO}}{Y_{CO_2}+Y_{CO}} \qquad (1.62)$$

Notîndu-se cu A valoarea comună a celor doi membri ai egalității, se constată că nomograma reprezintă două diagrame suprapuse: o familie de drepte c=ct. în coordonate A—a și o familie de curbe Y_{co}=ct. în coordonate $A—Y_{co_2}$-

Figurile 1.6. și 1.7. ar putea fi modificate, astfel încît natura combustibilului să se exprime, nu prin c, ci prin raportul masic H/C.

1.2. BILANȚUL ENERGETIC AL PROCESELOR DE COMBUSTIE

In această a doua parte a studiului proceselor de combustie, se vor discuta problemele caracteristice de bilanț energetic, ca de exemplu: aplicarea primului principiu al termodinamicii reacțiilor de ardere, puterile calorice ale combustibililor, entalpia gazelor rezultate din ardere, temperatura flăcării fără și cu disocieri și temperatura minimă admisibilă a gazelor de ardere (punctul de rouă).

1.2.1. APLICAREA PRIMULUI PRINCIPIU AL TERMODINAMICII REACȚIILOR DE ARDERE

In cursul unei reacții chimice, schimbarea structurilor moleculare este însoțită și de *un efect termic.*

Căldura de reacție reprezintă căldura schimbată cu mediul exterior, în cursul reacției unității de cantitate de reactant principal, în condiții *izobar-izotermice* (căldura, de, reacție *izobară)* sau. *izocor-izotermice* (căldura ele reacție *izocoră),* cu condiția ca reacția să se desfășoare complet și precizîndu-se stările de agregare ale substanțelor care intră sau rezultă din reacție. Se înțelege prin *reacție izotermică* o reacție în care produsele reacției se readuc la temperatura pe care au avut-o inițial reactanții, indiferent de variația temperaturii între starea inițială și cea finală.

Reacțiile izobare se realizează obișnuit în flux continuu *(sistem dinamic),* sau într-un cilindru cu piston mobil *(sistem static),* iar reacțiile izocore se realizează obișnuit în bombe calorimetrice (sistem static).

Căldura de reacție corespunzătoare reacției de oxidare a unei substanțe combustibile se numește și *căldură de ardere.*

în cele ce urmează se utilizează convenția de semne din termodinamica chimică: căldură cedată-pozitivă (reacție exotermică) și căldură primi tă-negativă (reacție endotermică); lucrul mecanic efectuat-negativ (creștere de volum, în sistem static) și lucrul mecanic consumat-pozitiv (scădere de volum, în sistem static).

Ecuația generală a primului principiu al termodinamicii, principiul conservării și transformării energiei, are următoarele forme, pentru un proces în flux continuu (sistem dinamic), respectiv pentru un proces în sistem static:

$$L_{t\,12}—Q_{12}=\Delta I+\Delta E_{ch}+\Delta E_p+\Delta E_w \qquad (1.63)$$

$$L_{12}—Q_{12}=\Delta U+\Delta E_{ch}+\Delta E_p+\Delta E_w \qquad (1.64)$$

1.1.7. ANALIZA GAZELOR DE ARDERE

I Terminarea directă a debitului de aer care alimentează un focar -. rrru de realizat practic, spre deosebire de determinarea debitului de -:_;tibil. Cunoscîndu-se debitul de combustibil şi compoziţia acestuia, fi calculat numai debitul de aer minim necesar. Debitul real de **aer** care alimentează un focar poate fi stabilit numai după cunoaşterea valorii reale a coeficientului cantităţii de aer cu care decurge arderea.

Controlul arderii, necesar conducerii corecte a unui proces de ardere, constă în cunoaşterea valorii practice a coeficientului cantităţii de aer şi a eventualei prezenţe în gazele arse a unor componenţi rezultaţi prin ardere incompletă (obişnuit CO) şi se realizează prin analizarea gazelor arse.

Analiza gazelor arse se poate face cu analizoare: chimice, electrice, magnetice şi cromatografice.

Unele tipuri de analizoare pot indica, sau chiar înregistra, continuu concentraţia unui component din gazele arse (de exemplu, $C0_2$, 0_2 sau CO).

Analizorul chimic utilizat frecvent este analizorul Orsat, cu care se determină conţinuturile procentuale volumice (molare) de $C0_2$, 0_2 şi CO, in gazele arse uscate. în aparatul Orsat se introduc 100 cm^3 gaze de ardere uscate, la presiunea şi temperatura ambiante, care sînt barbotate în ordine printr-o soluţie de KOH care reţine $C0_2$ (împreună cu $S0_2$), printr-o soluţie de pirogalat de potasiu care reţine 0_2 şi printr-o soluţie amotiacala de cupru care reţine CO. Ceea ce rămîne final este N_2.

Analizoarele electrice conţin punţi electrice şi se bazează pe fenomenele termoconductometrice. în figura 1.2. este prezentată schema de principiu a unei punţi electrice, compusă din: *1* — sursă de curent; , — milivoltmetru; *3* — rezistenţă reglabilă şi *4* — celulă de măsurare. In condiţiile ambiante, $C0_2$ are o conductivitate termică sensibil mai mică decît ceilalţi componenţi (biatomici) ai gazelor arse uscate (N_2, 0_2 şi CO), aşa cum rezultă din următoarele valori relative:

$$\frac{\lambda CO_2}{\lambda_{aer}}=0{,}59;\quad \frac{\lambda N_2}{\lambda_{aer}}=0{,}99;\quad \frac{\lambda O_2}{\lambda_{aer}}=1{,}01;\quad \frac{\lambda CO}{\lambda_{aer}}=0{,}92$$

Pentru măsurarea concentraţiei $C0_2$, se trece iniţial cu o pompă vibratoare un debit constant de aer prin celula *4,* în care se află o rezistenţă caldă de platină, şi se echilibrează puntea prin intermediul reostatului *3.* Se trece apoi prin celulă un debit egal şi la aceeaşi temperatură de gaze arse, uscate şi răcite în prealabil. Conductivitatea termică a gazelor arse fiind mai mică decît cea a aerului, din cauza prezenţei $C0_2$, răcirea rezistenţei este mai redusă şi deci cresc temperatura şi rezistenţa electrică a firului de platină. Puntea se dezechilibrează, proporţional cu concentraţia $C0_2$, şi indicatorul milivoltmetrului indică pe o scală etalonată, direct, conţinutul de $C0_2$ în % voi.

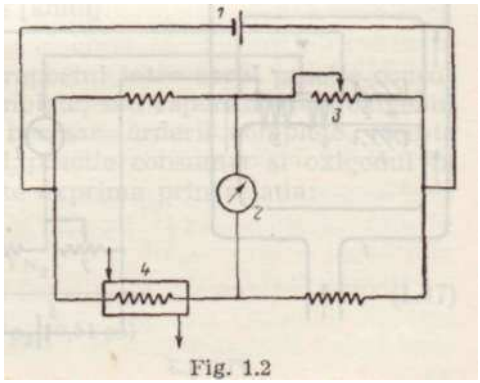


Fig. 1.2

Pentru măsurarea concentrației CO se utilizează 6 schemă asemănătoare. Prin celulă se circulă un amestec de gaze arse uscate și aer, într-o anumită proporție. Firul de platină are o temperatură de aproximativ 500°C și catalizează oxidarea CO la GO_2. Se dezvoltă căldură, cresc temperatura și rezistența electrică a firului de platină și puntea se dezechilibrează, proporțional cu concentrația CO. Influența prezenței CO, este mică în acest caz. Pe scala milivoltmetrului se citește direct conținutul de CO în % voi.

Cu analizoarele electrice se determină deci conținutul procentual volumic (molar) de CO_2 și (sau) CO în gazele arse uscate.

Analizoarele magnetice, de mai multe tipuri constructive, se bazează pe comportarea magnetică caracteristică a 0_2 și servesc la determinarea concentrației volumice a 0_2 în gazele arse uscate, sau chiar umede, în domeniul 0,2 .. . 10o/$_0$ voi 0_2.

Oxigenul este o substanță paramagnetică (este atras de un cîmp magnetic), spre deosebire de CO_2 și N_2 care sînt diamagnetice. Susceptibilitatea magnetică a oxigenului este de 5 ori mai mare decît cea a aerului și de 150 ori mai mare decît cea a CO_2 și scade sensibil odată cu creșterea temperaturii.

In figura 1.3. este prezentată schema de principiu a unui analizor magnetic, compus din: *1* — cameră inelară metalică, 2 — țeava transversală de sticlă, *3* — magnet permanent, *4* și 5 — rezistențe de platină pentru încălzire, *6* — sursă de curent, 7 — rezistență reglabilă și *8* — milivoltmetru. Se constată și în această schemă prezența unei punți electrice.

Gazele arse de analizat, răcite în prealabil și eventual uscate, trec cu un debit constant prin camera *1.* Cîmpul magnetic atrage oxigenul din brațul sting al camerei inelare, în care temperatura este redusă. Rezistențele care încălzesc tubul de sticlă, în dreapta magnetului, fac ca oxigenul să-și reducă sensibil susceptibilitatea magnetică și astfel apare în acest tub o circulație de la stînga spre dreapta. Fluxul care circulă reduce temperatura rezistenței *4* mai mult decît pe cea a rezistenței 5, în dreptul căreia fluxul este mai cald, și puntea electrică se dezechilibrează, proporțional cu concentrația 0_2 în gazele arse. Indicatorul milivoltmetrului indică direct conținutul de O,, în % voi. Reostatul servește la echilibrarea inițială a punții electrice.

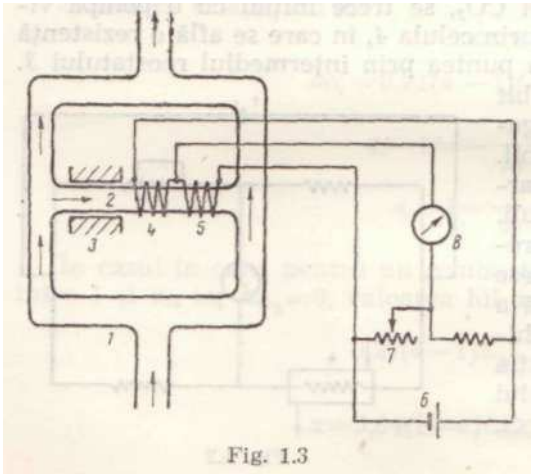


Fig. 1.3

Analizoarele electrice și cele magnetice pot indica continuu compoziția gazelor arse, la un tablou de comandă, și pot fi adaptate pentru înregistrarea acestei compoziții sau pentru reglarea automată a procesului de ardere, în funcție de compoziția gazelor arse.

Analizoarele cromatografice de gaze arse sînt și ele de mai multe tipuri, marea lor majoritate servind la determinarea

compoziţiei gazelor arse uscate. în ultimii ani s-au pus la punct şi metode cromatografice pentru determinarea compoziţiei gazelor arse umede, direct, dintr-o singură probă de gaze. Analiza cromatografică prezintă o mare precizie, putîndu-se stabili concentraţii şi de ordinul a 0,01% voi. Un alt avantaj al analizei cromatografice constă în faptul că pot fi depistaţi individual diverşi componenţi combustibili aflaţi în cantităţi mici în gazele arse (în afara CO) ca de, exemplu: H_2, CH_4, C_3H_4 şi C_2H(;, rezultaţi prin descompunerea termică a unui combustibil lichid.

1.1.8. STABILIREA COEFICIENTULUI CANTITĂŢII DE AER, PE BAZA DATELOR ANALIZEI GAZELOR ARSE USCATE

în cele ce urmează se urmăreşte stabilirea valorii coeficientului cantităţii din aer cu care are loc arderea, în funcţie de concentraţiile componenţilor gazelor arse uscate, acestea conţinînd $C0_2$, CO, 0_2 şi N_2. Aceste concentraţii se stabilesc cu analizoare chimice (direct $C0_2$, O, şi CO, iar prin diferenţă la o sută N_2), cu analizoare cromatografice sau cu analizoare electrice ($C0_2$ şi CO) plus magnetice (0_2).

Se notează cu Y''_{co_2}» Yo_2 Şi Y_co % voi (mol) pentru componenţii respectivi, în gazele arse uscate.

Conţinutul de N_2 se află prin diferenţă:

$$Y_{N_2}=100-(Y_{CO_2}+Y_{O_2}+Y_{CO})\ [\%\ \text{vol (mol)}]. \qquad (1.46)$$

Luîndu-se ca bază 100 kgmol gaze arse uscate, oxigenul real consumat va fi:

$$\frac{21}{79}Y_{N_2}[\text{kmol}].$$

Pentru cazul considerat Yo., nu reprezintă oxigenul în exces, deoarece arderea nu este completă. Pentru arderea completă, 1 kmol CO ar necesita 0,5 kmol 0_2 iar, pentru:baza admisă, Y_{Co} kmol CO ar necesita, ca arderea să fie completă, 0,5 Y_co [kmol 0_2].

Oxigenul în exces, faţă de oxigenul teoretic (minim) necesar arderii complete, va fi:

$$Y_{O_2}-0{,}5\,Y_{CO}\ [\text{kmol}].$$

Coeficientul cantităţii de aer fiind raportul între aerul practic consumat şi aerul minim necesar arderii complete, sau raportul între oxigenul practic consumat şi oxigenul minim necesar arderii complete (acesta este egal cu diferenţa dintre oxigenul practic consumat şi oxigenul în exces faţă de oxigenul minim), se poate exprima prin relaţia:

$$\alpha=\frac{\frac{21}{79}Y_{N_2}}{\frac{21}{79}Y_{N_2}-(Y_{O_2}-0{,}5Y_{CO})} \qquad (1.47)$$

Dacă se înlocuieşte Y_{N2} în funcţie de $Y_{C}o_2$, Y_{02}şi ^co, se poate obţine următoarea formă a relaţiei:

$$\alpha = \frac{100 - Y_{CO_2} - Y_{O_2} - Y_{CO}}{100 - Y_{CO_2} - 4{,}76 Y_{O_2} + 0{,}88 Y_{CO}} \qquad (1.48)$$

In cazul arderii complete, aceste relaţii pot fi simplificate corespunzător (Yco=0).

. 1.1.9. STABILIREA COMPOZIŢIEI GAZELOR ARSE UMEDE SI A NATURII COMBUSTIBILULUI, PE BAZA DATELOR ANALIZEI GAZELOR ARSE USCATE

Pentru baza admisă anterior de 100 kgmol gaze arse uscate, din oxigenul total introdus:

$$\frac{21}{79} Y_{N_2} [\text{kmol } O_2]$$

pentru obţinerea a $Y_{C}o_2$ [kmol $C0_2$] s-au consumat:

$$Y_{CO_2} [\text{kmol } O_2]$$

iar pentru obţinerea a $Y_{C}o$ kmol CO s-au consumat:

$$0{,}5 Y_{CO} [\text{kmol } O_2]$$

Avîndu-se în vedere că în gazele arse se găsesc:

prin bilanţul oxigenului rezultă cantitatea de 0_2 consumată pentru arderea hidrogenului:

$$\frac{21}{79} Y_{N_2} - (Y_{CO_2} + 0{,}5\, Y_{CO} + Y_{O_2}) [\text{kmol } O_2]$$

şi corespunzător cantitatea de vapori de apă:

$$2\left(\frac{21}{79} Y_{N_2} - Y_{CO_2} - 0{,}5\, Y_{CO} - Y_{O_2}\right) [\text{kmol } H_2O]. \qquad (1.49)$$

Avînd cantitatea de vapori de apă corespunzătoare celor 100 kmol gaze arse uscate, se poate calcula compoziţia molară (volumică) a gazelor arse umede. In această situaţie se neglijează umiditatea iniţială a combustibilului şi se consideră că nu se face pulverizare cu abur (vaporii de apă provin numai din arderea hidrogenului conţinut de combustibil).

Tot pentru baza admisă, ştiind că pentru 1 kmol O, corespund la ardere 4 kg hidrogen, masa hidrogenului ars se poate exprima prin relaţia:

$$m_H = 4\left(\frac{21}{79} Y_{N_2} - Y_{CO_2} - 0{,}5\, Y_{CO} - Y_{O_2}\right) [\text{kg H}] \qquad (1.50)$$

Pentru obţinerea a Yco_2 kmol $C0_2$, masa carbonului ars este egală cu:

$$12\ Yco_2 \text{ kg C}$$

iar pentru obținerea a $Y_C o$ kmol CO:

12 Yco kg C.

In total, masa carbonului ars va fi:

$$mc=12(Y_C o_2+Yco) \text{ [kg C]} \quad (1.51)$$

Pe baza valorilor anterioare, rezultă expresia raportului masic H/C :--:r.. combustibilul ars:

$$\frac{H}{C}=\frac{\frac{21}{79}Y_{N_2}-Y_{CO_2}-0{,}5\,Y_{CO}-Y_{O_2}}{3\,(Y_{CO_2}+Y_{CO})} \quad (1.52)$$

Dacă combustibilul este o hidrocarbură sau un amestec de hidrocarburi (c+7i=1), se poate scrie și expresia fracției masice a carbonului conținut de combustibil:

$$c=\frac{m_C}{m_C+m_H}=\frac{12\,(Y_{CO_2}+Y_{CO})}{12\,(Y_{CO_2}+Y_{CO})+4\left(\frac{21}{79}Y_{N_2}-Y_{CO_2}-0{,}5Y_{CO}-Y_{O_2}\right)} \quad (1.53)$$

Această relație, prin înlocuirea lui YJV_2, se poate aduce la forma:

$$c=\frac{Y_{CO_2}+Y_{CO}}{8{,}87+0{,}578\,Y_{CO_2}+0{,}745\,Y_{CO}-0{,}422\,Y_{O_2}} \quad (1.54)$$

Relația lui c, în cazul în care valoarea acestuia este cunoscută, poate servi indirect la o verificare a corectitudinii datelor analizei gazelor arse.

1.1.10. DIAGRAMA OSTWALD PENTRU CONTROLUL ARDERII

Diagrama Ostwald se poate construi pentru oricare combustibil dat și corelează parametrii a, Yco_2, Yo_2 Și $Y_C o$ (% ᵛ°l în gazele arse uscate). Această diagramă este utilă pentru verificarea corectitudinii datelor de analiză a gazelor arse uscate, de exemplu, cele stabilite prin analiză chimică, dreptele corespunzătoare valorilor $Y_C o_2$, Y_{0a} și Y_{co} trebuind să se intersecteze în același punct. Din diagramă se poate citi direct valoarea lui a, în acest caz fiind suficiente numai valorile a două concentrații (de exemplu, $Y_C o_2$ Și Y_{02} stabilite cu analizor chimic, sau $Y_{cc},_2$ și $Y_C o$ stabilite cu analizor electric). Dacă se admite că arderea este completă ($Y_{co}=0$), este suficientă cunoașterea concentrației unui singur component (Yco_2 sau Y_{02}) în gazele arse uscate.

Este bine să se facă verificarea datelor analizei chimice a gazelor arse uscate, pentru că de multe ori apar erori cauzate de: solubilitatea $C0_2$ în apă, neetanșeitatea perfectă a aparatului, variația temperaturii gazelor în timpul analizei, scăderea concentrației soluțiilor etc.

în figura 1.4. este prezentată în principiu diagrama Ostwald. Aceasta conține, în coordonate $Y_C o_2$—Y_{D2}, o familie de drepte pentru valori con-

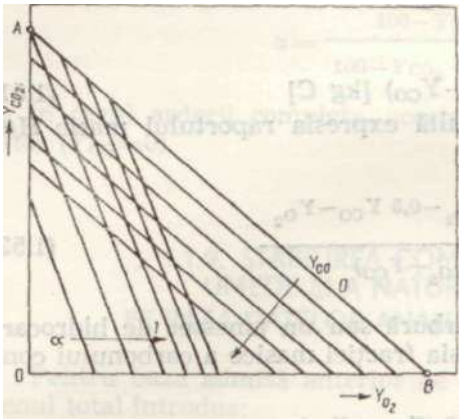


Fig. 1.4

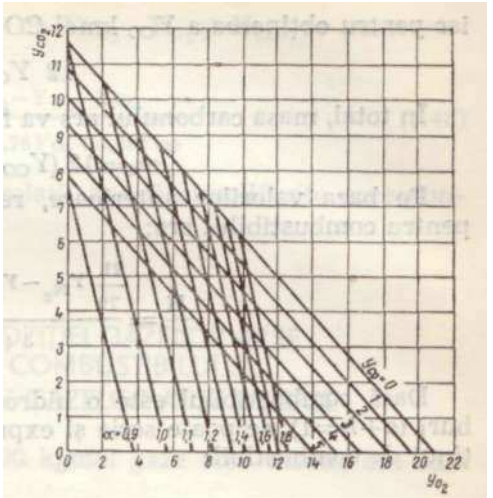


Fig. 1.5

stanțe ale lui Y_co și o familie de drepte pentru valori constante ale lui oc (a^1). In figura 1.5. este redată diagrama Ostwald pentru CH_4.

Diagrama are trei puncte caracteristice, în care parametrii au valorile din tabelul 1.2.

TABELUL 1.2

Parametrii caracteristici din diagrama Ostwald

Punctul	Y_{CO_2}	Y_{O_2}	Y_{CO}	α
A	Y_{CO_2} max	0	0	1
B	0	21	0	∞
O	0	0	Y_{CO} max	α_o

Diagrama Ostwald se poate construi pentru oricare tip de combustibil. Pentru simplificare, în cele ce urmează se prezintă modul de construire a diagramei pentru combustibilii de tipul *c+h=l.*

•Se pornește de la cele două relații de bază stabilite anterior:

$$\alpha = \frac{100 - Y_{CO_2} - Y_{O_2} - Y_{CO}}{100 - Y_{CO_2} - 4{,}76 Y_{O_2} + 0{,}88 Y_{CO}}$$

$$c = \frac{Y_{CO_2} + Y_{CO}}{8{,}87 + 0{,}578 Y_{CO_2} + 0{,}745 Y_{CO} - 0{,}422 Y_{O_2}}.$$

Intersecția dreptei $Y_{co}=0$ cu ordonata se află făcînd în relația lui *c,* $Y''_{co}=0$ și $Y_{Qo}=0$. Se obține valoarea maximă pe care o poate avea *Ycqj*

$$Y_{CO_2\,maz} \frac{8{,}87\,c}{1 - 0{,}578\,c} \qquad (1.55)$$

Intersecțiile dreptelor $Y_C o = ct.$ cu abscisa se află făcînd în relația lui *c*, $Y_c o_a = 0$. Se obține:

$$Y_{O_2} = 21 - \frac{1 - 0{,}745\,c}{0{,}422\,c}\, Y_{CO}. \qquad (1.56)$$

Se constată că pentru $Y_{co} = .0$ rezultă $Y_{0„} = 21$, indiferent de natura combustibilului, aceasta fiind valoarea maximă a lui Y_{0a}.

Dreptele $Y_C o = ct.$ sînt paralele între ele și egal distanțate. Dreapta $Yx >= 0$ se trasează prin două puncte, iar celelalte drepte necesită pentru a fi trasate numai cîte un singur punct.

Dacă se elimină $Y_d p$ între relațiile lui c și a și apoi se face $Y_C o_2 = 0$, se găsesc intersecțiile dreptelor $a = ct.$ cu abscisa:

$$Y_{O_2} = \frac{100 - 83{,}37\,c - \alpha(100 - 66{,}67\,c)}{1 - 1{,}167\,c - \alpha(4{,}76 - 3{,}173\,c)} \qquad (1.57)$$

Dreptele $a = ct.$ nu sînt paralele între ele și trebuiesc trasate prin cîte două puncte. Pentru a se găsi valorile lui $Y_C o_2$ în punctele de intersecție ale acestor drepte cu dreapta $Y_{co} = 0_{)>}$ se elimină Yo_2 între relațiile lui c și a și se face $Y_C o = '0$. Se obține:

$$Y_{CO_2} = \frac{33{,}33\,c}{c - 1 - \alpha(3{,}173 \cdot c - 4{,}76)} \qquad (1.58)$$

Ca verificare, se constată că pentru $a = 1$ se obține $Y_{co·,max}$.

Relația anterioară se utilizează pentru $a > 1$.

Pentru dreptele de $<x = ct.$, în cazul $a < 1$, se pot stabili punctele de intersecție cu ordonata. Se elimină $Y_C o$ între relațiile lui c și a și apoi se face $Yo_2 = 0$, obținîndu-se:

$$Y_{CO_2} = \frac{100 - 83{,}37\,c - \alpha(100 - 66{,}67\,c)}{-0{,}167\,c - \alpha(1{,}88 - 1{,}254\,c)} \qquad (1.59)$$

Ca verificare, se poate constata că pentru $a = 1$ se obține $Y_C o$ *max*-

Dreptele de $<x = ct.$ se trasează prin cîte două puncte, care au fost definite.

în continuare, cîteva observații suplimentare privind diagrama Ostwald.

Relația anterioară a lui Y_0 scrisă sub forma:

$$Y_{O_2} = \frac{\frac{100 - 83{,}37\,c}{\alpha} - (100 - 66{,}67\,c)}{\frac{1 - 1{,}167\,c}{\alpha} - (4{,}76 - 3{,}173\,c)}$$

conduce la concluzia că pentru $a = 00$ corespunde $Yo_2 = 21$.

Dacă în relația anterioară a lui Yco_2 se face $Y_C o_2 == 0$, se obține o relație a lui $<n_c$ pentru combustibilii de tipul *c+h=l:*

$$\alpha_c = \frac{100 - 83{,}37\,c}{100 - 66{,}67\,c} \qquad (1.60)$$

Dacă în relația lui c se fac $Yco_2=0$ și $Yo_2=0$ se obține valoarea maximă a lui *Yco-*

$$Y_{CO\ max}=\frac{8{,}87\,c}{1-0{,}745\,c} \qquad (1.61)$$

și se constată că Y_Co_{max} este mai mare decît Yco_2 *max-*

Dreptele neparalele de a=ct. au un pol comun, cu coordonatele Y_Co_2 — =—200 și Yo_2=100. Dacă din relațiile lui a și c se elimină Y_Co, se constată în continuare că pentru Yo_2—100 rezultă Y_Co_2 =—200, indiferent de valorile lui a și c (polul este comun pentru toți combustibilii).

Acest pol fiind foarte îndepărtat de domeniul practic al diagramei, se poate simplifica construirea diagramei, stabilind numai intersecțiile dreptelor de <x=ct. cu abscisa, trasînd dreapta a=1 și ducînd apoi celelalte drepte paralele cu aceasta.

1.1.11. DIAGRAME GENERALE PENTRU CONTROLUL ARDERII AMESTECURILOR DE HIDROCARBURI

Spre deosebire de diagrama Ostwald (în literatură există și alte tipuri de diagrame, dar mai puțin interesante), care trebuie construită pentru fiecare combustibil în parte, pe baza relațiilor stabilite pentru a și c, se pot construi și diagrame generale, pentru toți combustibilii de tipul *c+h=l.*

In figura 1.6. este prezentată o diagramă generală, pentru controlul arderii combustibililor de tipul *c+h=l,* în cazul în care arderea este completă (Yco=0). în funcție de Yco_2 Și ^02» reprezentînd % voi. în gazele arse uscate, pot fi citite valorile a și *c.* Dacă valoarea lui c este cunoscută, citirea acesteia din diagramă se face numai pentru o verificare a corectitudinii datelor analizei gazelor arse. Cunoscîndu-se valoarea lui *c,* oc poate fi stabilit în funcție numai de o singură concentrație (Yco_2 sau Y_{02}). Valorile lui Yco_2 de pe abscisă reprezintă Yco_2 *max* în funcție de fracția masică a carbonului conținut de combustibil.

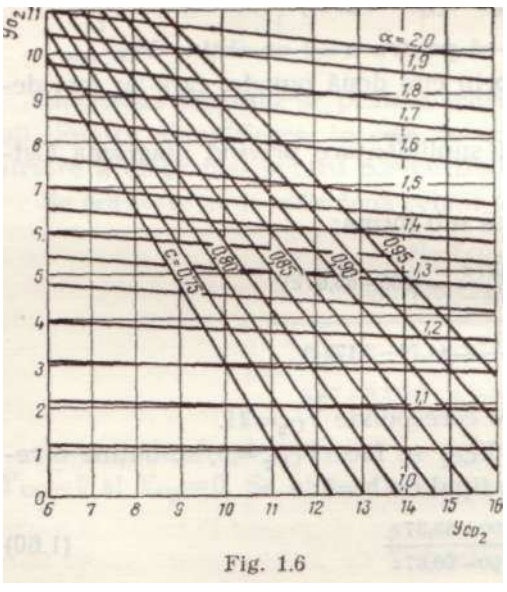


Fig. 1.6

In figura 1.7 este prezentată o nomogramă generală pentru controlul arderii combustibililor de tipul c+h=1, în cazul în care arderea poate fi și incompletă, în funcție de Yco_2 Și Yco» valori stabilite, de exemplu, cu analizoare electrice, cunoscîndu-se natura combustibilului (valoarea lui c), se poate citi valoarea lui oc. în figură

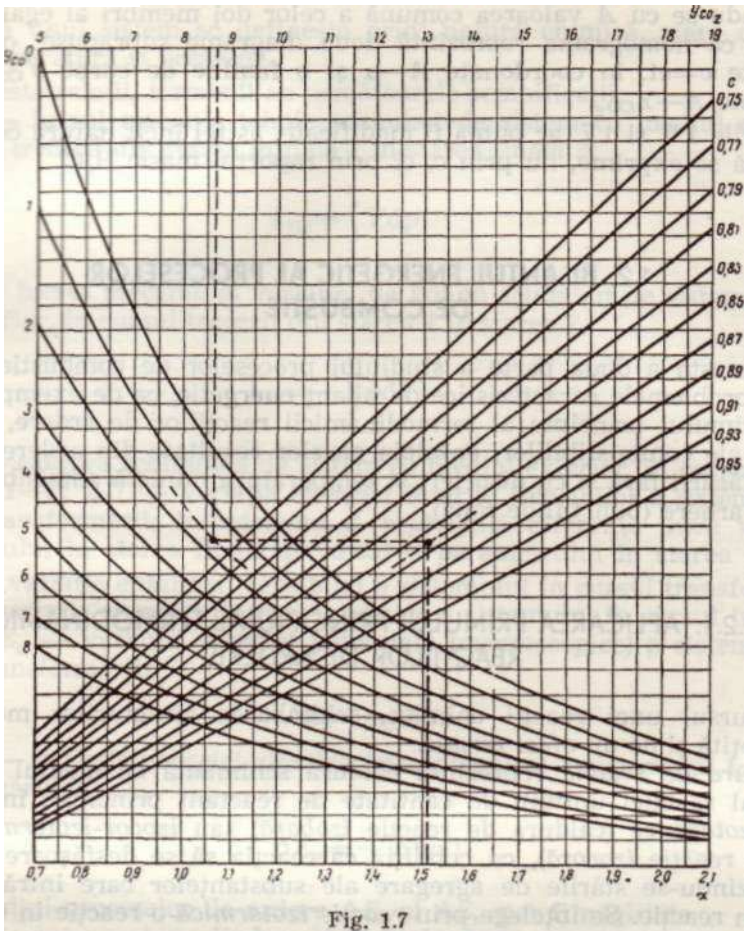


Fig. 1.7

este redat şi modul de utilizare a nomogramei. Dacă se admite că arderea este completă ($Y_co=0$) şi se cunoaşte valoarea lui c, pentru stabilirea lui a este suficient să se determine experimental numai Yco_2- Nomograma permite şi citirea valorii maxime a lui Y_co_2 '• pornind de la valoarea oc=l, se merge pe verticală pînă la valoarea lui c, apoi pe orizontală pînă la curba Yco=0 şi se citeşte pe verticală valoarea lui Y_co_2 *mm*-

In continuare, se prezintă principiul construirii acestei nomograme. Eliminîndu-se Yco_2 între relaţiile lui a şi c, se obţine:

$$\alpha = \frac{1{,}26(1-c)(Y_{CO_2}+Y_{CO})-0{,}21\,c\,(Y_{CO}-200)}{(6-4\,c)(Y_{CO_2}+Y_{CO})}\cdot$$

Această relaţie se poate scrie sub o formă în care variabilele sînt separate cîte două:

$$\frac{\alpha(6-4\,c)-1{,}26\,(1-c)}{0{,}21\,c} = \frac{200-Y_{CO}}{Y_{CO_2}+Y_{CO}} \qquad (1.62)$$

Notîndu-se cu A valoarea comună a celor doi membri ai egalității, se constată că nomograma reprezintă două diagrame suprapuse: o familie de drepte c=ct. în coordonate A—a și o familie de curbe Y_{co}=ct. în coordonate $A—Y_{co_2}$-

Figurile 1.6. și 1.7. ar putea fi modificate, astfel încît natura combustibilului să se exprime, nu prin c, ci prin raportul masic H/C.

1.2. BILANȚUL ENERGETIC AL PROCESELOR DE COMBUSTIE

In această a doua parte a studiului proceselor de combustie, se vor discuta problemele caracteristice de bilanț energetic, ca de exemplu: aplicarea primului principiu al termodinamicii reacțiilor de ardere, puterile calorice ale combustibililor, entalpia gazelor rezultate din ardere, temperatura flăcării fără și cu disocieri și temperatura minimă admisibilă a gazelor de ardere (punctul de rouă).

1.2.1. APLICAREA PRIMULUI PRINCIPIU AL TERMODINAMICII REACȚIILOR DE ARDERE

In cursul unei reacții chimice, schimbarea structurilor moleculare este însoțită și de *un efect termic.*

Căldura de reacție reprezintă căldura schimbată cu mediul exterior, în cursul reacției unității de cantitate de reactant principal, în condiții *izobar-izotermice* (căldura, de, reacție *izobară)* sau. *izocor-izotermice* (căldura ele reacție *izocoră),* cu condiția ca reacția să se desfășoare complet și precizîndu-se stările de agregare ale substanțelor care intră sau rezultă din reacție. Se înțelege prin *reacție izotermică* o reacție în care produsele reacției se readuc la temperatura pe care au avut-o inițial reactanții, indiferent de variația temperaturii între starea inițială și cea finală.

Reacțiile izobare se realizează obișnuit în flux continuu *(sistem dinamic),* sau într-un cilindru cu piston mobil *(sistem static),* iar reacțiile izocore se realizează obișnuit în bombe calorimetrice (sistem static).

Căldura de reacție corespunzătoare reacției de oxidare a unei substanțe combustibile se numește și *căldură de ardere.*

în cele ce urmează se utilizează convenția de semne din termodinamica chimică: căldură cedată-pozitivă (reacție exotermică) și căldură primi tă-negativă (reacție endotermică); lucrul mecanic efectuat-negativ (creștere de volum, în sistem static) și lucrul mecanic consumat-pozitiv (scădere de volum, în sistem static).

Ecuația generală a primului principiu al termodinamicii, principiul conservării și transformării energiei, are următoarele forme, pentru un proces în flux continuu (sistem dinamic), respectiv pentru un proces în sistem static:

$$L_{t\,12}—Q_{12}=\Delta I+\Delta E_{ch}+\Delta E_p+\Delta E_w \tag{1.63}$$

$$L_{12}—Q_{12}=\Delta U+\Delta E_{ch}+\Delta E_p+\Delta E_w \tag{1.64}$$

Starea unui sistem se defineşte prin: natură chimică, stare de agregare, temperatură şi presiune.

In aceste relaţii, termenii au următoarele semnificaţii:

Lj_{12} — lucrul mecanic tehnic schimbat de sistem cu mediul exterior, în cursul trecerii din starea iniţială *1* în starea finală *2;*

$$L_{t12}=\int_1^2 V\mathrm{d}p \qquad (1.65)$$

L_{12} — lucrul mecanic al variaţiei de volum schimbat de sistem cu mediul exterior, în cursul trecerii din starea *1* în starea *2;*

$$L_{12}=-\int_1^2 p\mathrm{d}V \qquad (1.66)$$

Q_{l2} — căldura schimbată de sistem cu mediul exterior, în cursul transformării *1—2; AU* — variaţia energiei interne (sensibile) a sistemului în cursul transformării; întotdeauna A reprezintă diferenţa între valoarra parametrului în starea finală şi valoarea parametrului în starea iniţială;

AI — variaţia entalpiei (sensibile) a sistemului în cursul transformării; AE_{ch} — variaţia energiei (interne) chimice a sistemului în cursul transformării; $AE_{„}$ — variaţia energiei potenţiale (macroscopice) a sistemului în cursul transformării;

$$\Delta E_p=mg\Delta h. \qquad (1.67)$$

AE_W — variaţia energiei cinetice (macroscopice) a sistemului în cursul transformării;

$$\Delta E_w=\frac{m}{2}\Delta(w^2) \qquad (1.68)$$

în studiul proceselor de ardere AE_P şi AE_W pot fi neglijate.

Intr-un proces obişnuit de ardere izobară, în sistem dinamic (ardere într-un focar), L_{t12}=iO.

Pentru o reacţie de ardere izobar-izotermică, ecuaţia de bilanţ energetic se reduce la forma:

$$-Q_{12}=\Delta I+\Delta E_{ch}$$

care se poate scrie şi astfel:

$$Q_{p,\,T}=I_{1,\,T}-I_{2,\,T}-\Delta E_{ch} \qquad (1.69)$$

$Q_{P_t}\,T$ este căldura de reacţie izobară la temperatura *T;*

$I_{it\,T}$ — entalpia reactanţilor la temperatura T;

h, T — entalpia produselor de reacţie la temperatura T.

Dacă reacţia ar decurge la *T=0[K],* entalpiile absolute I_X şi I_2 sînt nule şi rezultă concluzia:

$$\Delta E_{ch}=-Q_{p,\,\mathrm{o\ [K]}} \qquad (1.70)$$

Pentru o reacţie de ardere izocor-izotermică (sistem static), ecuaţia de bilanţ energetic se reduce la forma (L_{12}=0):

$$-Q_{12}=\Delta U+\Delta E_{ch}$$

care se poate scrie și astfel:

$$Q_{V,T}=U_{1,T}-U_{2,T}-\Delta E_{ch} \quad (1.71)$$

QV,T este căldura de reacție izocoră la temperatura *T*.

Dacă reacția ar decurge la T=0[K], energiile interne absolute U_1 și U_2 sînt nule și rezultă concluzia:

$$\Delta E_{ch}=-Q_{V,\,0\,[K]} \quad (1.72)$$

Se constată deci că, la OK, $Q_p=Qy$. La T>0[K], Q_p poate fi mai mare, egal, sau mai mic decît *Qy*.

Diferența dintre cele două călduri de reacție, la o temperatură oarecare dată, se poate scrie astfel:

$$\begin{aligned} Q_{p,T}-Q_{V,T}&=I_{1,T}-I_{2,T}-U_{1,T}+U_{2,T}=\\ &=(U_{1,T}+pV_1)-(U_{2,T}+pV_2)-U_{1,T}+U_{2,T}\\ Q_{p,T}-Q_{V,T}&=p(V_1-V_2)=RT(n_1-n_2) \end{aligned} \quad (1.73)$$

Se constată că diferența celor două călduri de reacție depinde de variația numărului de moli în cursul reacției, pentru substanțele în fază gazoasă. Exemplificări pentru cîteva reacții de ardere:

$C_{scl}+O_2=CO_2;\ n_1=n_2;\ Q_{p,T}=Q_{V,T}$

$H_2+\frac{1}{2}O_2=H_2O_{vap};\ n_1>n_2;\ Q_{p,T}>Q_{V,T}$

$CH_4+2O_2=CO_2+2H_2O_{vap};\ n_1=n_2;\ Q_{p,T}=Q_{V,T}$

$C_2H_6+\frac{7}{2}O_2=2CO_2+3H_2O_{vap};\ n_1<n_2;\ Q_{p,T}<Q_{V,T}$

Căldurile de reacție sînt în general variabile cu temperatura. în cele ce urmează se exemplifică acest lucru pentru căldura de ardere izobară, care este frecvent utilizată practic.

Căldura de reacție izobară la o temperatură IV

$$Q_{p,T_1}=I_{1,T_1}-I_{2,T_1}-\Delta E_{ch}$$

Căldura de reacție izobară la o temperatură $T_2>T_1$:

$$Q_{p,T_2}=I_{1,T_2}-I_{2,T_2}-\Delta E_{ch}$$

Diferența acestor călduri de reacție:

$$Q_{p,T_2}-Q_{p,T_1}=(I_{1,T_2}-I_{1,T_1})-(I_{2,T_2}-I_{2,T_1})$$

După cum se știe, la presiune constantă, în cazul în care nu există schimbare de fază, *AI* se poate exprima prin relația:

$$\Delta I=nC_p\cdot\Delta t$$

In consecință, relația anterioară se poate scrie sub forma:

$$Q_{p,t_2}-Q_{p,t_1}=[\Sigma(n_{i1}C_{pi1})-\Sigma(n_{i2}C_{pi2})](t_2-t_1) \quad (1.74)$$

în care: n_i reprezintă numărul de kgmol al unui component, iar *C&* căldura specifică molară, izobară, medie între t_x și t_2, a unui component.

Dacă paranteza mare are o valoare pozitivă, căldura de reacţie creşte cu creşterea temperaturii.

S-ar putea constata, de exemplu, că la arderea H_2 căldura de reacţie izobară creşte odată cu creşterea temperaturii şi că la arderea CH_4 căldura de reacţie izobară scade pe măsură ce creşte temperatura (pînă la aproximativ 600°C).

Din expresia căldurii de reacţie, de exemplu izobare:

$$Q_{p,T}=I_{1,T}-I_{2,T}-\Delta E_{ch}$$

se poate constata că partea dreaptă a egalităţii depinde numai de starea şi de starea finală a sistemului, fiind indiferentă calea pe care se ajunge de la starea iniţială la cea finală. Această constatare nu reprezintă altceva decît cunoscuta lege a lui Hess.

Legea lui Hess poate fi enunţată în mai multe feluri, ca de exemplu: efectul termic al unei reacţii globale poate fi obţinut prin însumarea algebrică a efectelor termice ale reacţiilor parţiale care compun reacţia globală.

Exemplificare a aplicării legii lui Hess, pentru arderea C la $C0_2$:

$$C+\frac{1}{2}O_2=CO+Q_{p,C\to CO}$$

$$CO+\frac{1}{2}O_2=CO_2+Q_{p,CO\to CO_2}$$

$$C+O_2=CO_2+Q_{p,C\to CO_2}$$

Observîndu-se că relaţia finală (globală) provine din însumarea primelor două relaţii, se poate scrie:

$$Q_{p,C\to CO_2}=Q_{p,C\to CO}+Q_{p,CO\to CO_2}$$

Această egalitate a permis calcularea căldurii de ardere a C la CO care, spre deosebire de celelalte două, nu se poate determina experimental, reacţia respectivă neputîndu-se realiza individual. Toate cele trei călduri de reacţie trebuiesc luate la aceeaşi temperatură şi la aceeaşi presiune.

Variaţia căldurii de reacţie izobare cu presiunea nu este interesantă din punct de vedere practic.

Aplicarea principiului doi al termodinamicii reacţiilor de ardere este de asemenea neinteresantă practic, pentru arderea în focare.

1.2.2. ARDEREA IZOBAR-ADiABATICÂ, ARDEREA IZOBAR-POUTROPICA ŞI OMOGENITATEA FIZICA A RELAŢIILOR DE BILANŢ TERMIC

Formele simplificate ale relaţiilor de bilanţ energetic, în care apar numai Q_{lij} *Al* sau Al7 şi $AE_{(}i_{„}$ se numesc şi relaţii de bilanţ termic.

Se poate imagina un focar orizontal, izolat termic perfect *(sistem adiabatic),* în care să decurgă în flux continuu o ardere izobară şi la care secţiunea de intrare a amestecului combustibil şi secţiunea de ieşire a gazelor de ardere să fie astfel alese încît viteza la intrare să fie egală cu viteza la ieşire.

Relația bilanțului energetic:

$$L_{t_{12}} - Q_{12} = \Delta I + \Delta E_{ch} + \Delta E_p + \Delta E_w$$

se simplifică în acest caz la forma:

$$O = I_{2,T_f} - I_{1,T_i} + \Delta E_{ch}$$

h, Tf este entalpia absolută a produselor de reacție la temperatura finală (temperatura de evacuare este temperatura maximă atinsă în timpul arderii, deci temperatura flăcării), iar $I_{u\,T}$» este entalpia absolută a reactanților la temperatura inițială (temperatura de intrare în focar).

Expresia căldurii de reacție izobare, stabilită în paragraful anterior, se poate scrie astfel

$$Q_{p,\,273\,K} = I_{1,\,273\,K} - I_{2,\,273\,K} - \Delta E_{ch}$$

t

Eliminîndu-se AE_{ch} între ultimele două relații (prin însumare), rezultă:

$$I_{2,T_f} - I_{2,\,273\,K}) = Q_{p,\,273\,K} + (I_{1,T_i} - I_{1,\,273\,K}) \qquad (1.75)$$

Parantezele din această relație reprezintă corespunzător, entalpia relativă a produselor de reacție la temperatura finală și entalpia relativă a reactanților la temperatura inițială, ambele exprimate în raport cu temperatura de origine 0°C. Se mai remarcă și că Q_p corespunde temperaturii de 0°C.

In calculele tehnice se lucrează obișnuit cu entalpii experimentale, stabilite relativ, în raport cu o origine admisă arbitrar (entalpiile fracțiunilor petroliere se exprimă în raport cu faza lichidă la 0°C, entalpiile apei și aburului se exprimă în raport cu faza lichidă la 0°C, entalpiile gazelor propriu-zise se exprimă în raport cu faza gazoasă la 0°C). Originea unor entalpii este starea pentru care se admite entalpia egală cu zero. După cum se știe, în calcule intervin obișnuit diferențe de entalpii, iar valorile acestor diferențe nu depind de originea admisă.

Relația anterioară se scrie obișnuit sub forma simplă:

$$I_2 = Q_p + I_1 \qquad (1.76)$$

Ea arată că: entalpia gazelor de ardere la temperatura flăcării este egală cu suma dintre căldura de ardere izobară și entalpia amestecului combustibil la temperatura sa inițială. Entalpiile se exprimă relativ față de aceeași temperatură pentru care se ia Q_p (obișnuit 0°C).

în focarul (secția de radiație) al unui cuptor de exemplu, arderea decurge practic izobar. Această ardere este *politropică,* pentru că produsele de ardere cedează căldură către materia primă care circulă prin tuburi și nedorit, prin pereți, către mediul ambiant.

Relația generală a bilanțului energetic pentru sisteme dinamice:

$$L_{t_{12}} - Q_{12} = \Delta I + \Delta E_{ch} + \Delta E_p + \Delta E_w$$

se simplifică în acest caz la forma *(AE_P* și AE_W sînt neglijabile):

$$-Q_{12} = I_{2,\,T_e} - I_{1,T_i} + \Delta E_{ch}$$

în care: Q_{12} este căldura cedată de gazele de ardere, iar T_e temperatura de evacuare din focar *(T_e>T).*

Eliminîndu-se $\&E_{ch}$ între această relaţie şi expresia căldurii de reacţie izobare la 0°C:

$$Q_{p,\ 273\ K}=I_{1,\ 273\ K}-I_{2,\ 273\ K}-\Delta E_{ch}$$

rezultă următoarea relaţie de bilanţ termic:

$$Q_{12}=Q_{p,\ 273\ K}+(I_{1,\ T_t}-I_{1,\ 273\ K})-(I_{2,\ T_t}-I_{2,\ 273\ K}) \qquad (1.77)$$

Şi în acest caz, parantezele reprezintă entalpiile relative, exprimate faţă de originea 0°C.

Această relaţie se scrie obişnuit sub forma simplă:

$$Q_{12}=Q_p+I_1-I_2 \qquad (1.78)$$

Căldura cedată de gazele de ardere în focar este egală cu căldura de ardere izobară, plus entalpia amestecului combustibil la temperatura sa iniţială şi minus entalpia gazelor de ardere la temperatura de evacuare din focar.

Entalpiile se exprimă relativ faţă de aceeaşi temperatură pentru care se ia Q_p (obişnuit 0°C).

In cele anterioare au fost stabilite două relaţii (formele simple) de bilanţ termic, pentru procesele de combustie izobar-adiabatice şi respectiv izobar-politropice, relaţii utilizate frecvent.

Aceste relaţii trebuie să se aplice categoric în condiţii de *omogenitate dimensională,* dar în plus aplicarea lor trebuie să se facă şi în condiţii de *omogenitate fizică.*

Prin omogenitate fizică a unei relaţii de bilanţ termic se înţelege exprimarea căldurii de reacţie, a entalpiei reactanţilor şi a entalpiei produselor de reacţie în raport cu aceeaşi stare de referinţă. Starea de referinţă se exprimă prin stările de agregare ale tuturor componenţilor, prin temperatură şi prin presiune.

S-a constatat anterior că Q_p, I_x şi I_2 trebuie să se exprime faţă de aceeaşi temperatură (obişnuit 0°C). De asemenea, aceste mărimi trebuie să se exprime faţă de aceeaşi presiune, aceasta fiind obişnuit presiunea atmosferică (pentru diferenţe mici de presiune, poate fi neglijată influenţa presiunii asupra lui Q_p, I_t şi J_2)- Dacă la arderea unui combustibil lichid, de exemplu Q_v corespunde combustibilului în fază lichidă şi apei rezultate din ardere în fază vapori (la temperatura de referinţă), atunci şi entalpiile acestor componenţi, care intră în I_r şi respectiv I_2, trebuie să se exprime faţă de aceleaşi stări de agregare la origine. Concret, entalpia vaporilor de apă se va exprima fată de origintea vapori la 0°C şi nu lichid la 0°C.

1.2.3. PUTERILE CALORICE, SUPERIOARĂ ŞI INFERIOARĂ ALE COMBUSTIBILILOR

Se înţelege prin *putere calorică* (în literatura mai veche — • calorifică) a unui combustibil, căldura degajată în cursul arderii complete a unităţii de cantitate de combustibil (în majoritatea cazurilor kg; mai rar mţj pentru combustibili gazoşi sau kgmol), arderea decurgînd în condiţii izobar-izotermice. Puterea calorică este deci căldura de reacţie izobară, corespunzătoare reacţiei de ardere a unui combustibil.

Obișnuit se utilizează puterile calorice corespunzătoare condițiilor normale (p=1,013 bar și £=0°C). Se întîlnesc uneori și puteri calorice corespunzătoare temperaturilor de 15, 18, 20 sau 25°C. La diferențe de temperatură de 15 . . . 25°C, influența temperaturii asupra căldurii de reacție izobare este neglijabilă.

Gazele rezultate prin arderea unui combustibil conțin și vapori de apă, care pot proveni: din arderea hidrogenului conținut de combustibil, din umiditatea inițială a combustibilului, din aburul de pulverizare și din umiditatea inițială a aerului utilizat pentru ardere.

Prin aducerea gazelor arse la temperatura de origine a puterii calorice, vaporii de apă conținuți vor condensa parțial, gazele arse rămînînd final saturate cu vapori de apă la temperatura corespunzătoare. Condensarea vaporilor de apă începe la punctul de rouă al gazelor arse (temperatura de saturație corespunzătoare presiunii parțiale a vaporilor de apă) și continuă pe măsura scăderii temperaturii. Căldura cedată prin răcirea produselor de reacție depinde și de cantitatea de vapori de apă care condensează.

S-a constatat practic, la determinarea experimentală a puterii calorice, că în gazele arse rămîne final o cantitate de vapori de apă aproximativ egală cu cantitatea de vapori de apă conținuți inițial de aerul utilizat pentru ardere. Cum la determinarea puterii calorice a combustibililor (lichizi) nu se face pulverizare cu abur, rezultă că vaporii de apă proveniți din arderea hidrogenului conținut de combustibil și din umiditatea inițială a combustibilului condensează integral.

Se numește *putere calorică superioară,* puterea calorică corespunzătoare cazului în care condensează total vaporii de apă proveniți din arderea hidrogenului conținut de combustibil și din umiditatea inițială a combustibilului.

Puterea calorică inferioară corespunde cazului în care vaporii de apă conținuți de gazele arse nu ar condensa în timpul aducerii gazelor arse la temperatura de origine. S-a arătat anterior că o căldură de reacție se definește și prin precizarea stărilor de agregare ale reactanților și ale produselor reacției.

Combustibilii pentru care *h=0* și *w—0,* au numai o singură putere calorică.

Obișnuit se determină experimental puterea calorică superioară, iar puterea calorică inferioară se calculează, ținîndu-se seamă de faptul că diferența dintre puterile calorice este egală cu căldura cedată prin condensarea vaporilor de apă.

Notîndu-se cu H_s [kJ/kg comb.] puterea calorică superioară, cu H_i [kJ/kg comb.] puterea calorică inferioară, cu TOH_2O [kg vapori apă/kg comb.] cantitatea de vapori de apă care condensează și cu r [kJ/kg vapori apă] căldura latentă de condensare, se poate scrie următoarea relație între puterile calorice:

$$H_i = H_s - m_{H_2O} r \qquad (1.79)$$

Cantitatea de condens mu_2o se stabilește experimental sau se calculează, în funcție de compoziția elementară a combustibilului, prin relația:

$$m_{H_2O} = 18\,\frac{h}{2} + w \ \text{[kg/kg comb.]}$$

Condensarea vaporilor de apă are loc pe un interval de temperatură, temperatura maximă fiind situată în majoritatea cazurilor în jurul a 40 ... 60°C, iar temperatura minimă fiind temperatura de origine (obișnuit 0°C). Convențional se consideră căldura latentă de condensare (aceasta crește odată cu scăderea temperaturii) aproximativ egală cu valoarea corespunzătoare la 0°C (se admite că vaporii se răcesc pînă la 0°C și apoi condensează integral la această temperatură):

$$r=2\,501 \text{ kJ/kg vapori apă.}$$

Mai exact, acest r reprezintă, pentru intervalul $t_{rouă}$ . . . 0°C, diferența intre căldura cedată prin răcirea vaporilor, condensarea vaporilor și răcirea lichidului rezultat și căldura cedată numai prin răcirea vaporilor pe același interval de temperatură (căldura specifică a lichidului este mai mare decîf căldura specifică a vaporilor).

In calculele tehnice se utilizează numai puterea calorică inferioară, din motive care vor fi prezentate ulterior.

Determinările experimentale ale puterilor calorice ale combustibililor se fac cu calorimetre specifice.

Pentru combustibilii gazoși sau lichizi volatili, se utilizează calorimetre cu flux continuu de apă, de tip Junkers, manuale (există și calorimetre automate care înregistrează continuu puterea calorică a unui flux de combustibil gazos). La calorimetrele Junkers se măsoară debitul de combustibil ars (arderea este completă), debitul de apă de răcire și debitul de condens acumulat din gazele de ardere. Suprafața de schimb de căldură a calorimetrului asigură o foarte bună răcire a gazelor arse, astfel încît temperatura lor finală este practic egală cu temperatura amestecului combustibil (condiții izotermice; presiunea este aproximativ egală cu presiunea atmosferică). Măsurîndu-se și diferența de temperatură cu care se încălzește apa, se calculează inițial H_s din bilanțul termic:

$$BH_s=DC\Delta t$$

în care: B este debitul de combustibil, D — debitul de apă, C — căldura specifică a apei și At — diferența de temperatură cu care se încălzește apa.

Cunoscîndu-se debitul de condens, se calculează în continuare H_r.

Pentru combustibilii solizi sau lichizi nevolatili, se utilizează bombe calorimetrice. în aparat se introduc o cantitate cunoscută de combustibil și 0_2 sub presiune, iar arderea se declanșează cu o scînteie electrică. Căldura dezvoltată prin ardere este preluată de apa din calorimetru (cantitate cunoscută), pentru care se măsoară creșterea de temperatură, aceasta fiind foarte redusă. Se calculează apoi puterea calorică a combustibilului (căldura de reacție izobar-izotermică), ținîndu-se seama de faptul că în bomba calorimetrică arderea decurge izocor-izotermic. In ambele cazuri puterile calorice pot fi aduse la originea de 0°C.

Pentru hidrocarburi gazoase și fracțiuni petroliere lichide, *Hi* variază cu aproximație între limitele:

$$H_i \simeq 50\,000 \text{ kJ/kg pentru } CH_4 \text{ și } H_i \simeq 40\,000 \text{ kJ/kg pentru păcură.}$$

Puterea calorică scade, odată cu scăderea conținutului de hidrogen al combustibilului, în cadrul aceleiași clase de hidrocarburi.

TABELUL 1.3

Puteri calorice inferioare în condiții normale

Substanța	H_i [kJ/kg]	Substanța	H_i [kJ/kg]
C	34 040	iC_4H_8	45 190
S	9 250	nC_5	45 410
H_2	119 620	nC_6	44 680
CO	10 170	nC_7	44 630
H_2S	15 210	nC_8	44 460
CH_4	50 060		
C_2H_6	47 530	Ciclopentan	44 310
C_2H_4	47 230	Ciclohexan	43 950
C_2H_2	48 260	Benzen	40 170
C_3H_8	46 410	Toluen	40 560
C_3H_6	45 640	Xileni	40 780
nC_4H_{10}	45 790	Metanol	21 130
iC_4H_{10}	45 670	Etanol	27 790
$1\text{-}C_4H_8$	45 440	Fenol	31 260

în tabelul 1.3 sînt prezentate pentru mai multe substanțe combustibile, majoritatea hidrocarburi, valorile experimentale (acestea diferă puțin de la un autor la altul) ale puterii calorice inferioare, în condiții normale.

In lipsa datelor experimentale, puterea calorică inferioară a unui combustibil poate fi calculată cu suficientă exactitate, cu ajutorul unor relații empirice.

Pentru un *combustibil de orice natură,* cu compoziție elementară cunoscută:

$$H_i = 33\,915c + 103\,000h + 10\,885s - \\ -10\,885o - 2\,500w \text{ [kJ/kg comb.]} \qquad (1.80)$$

Pentru un *amestec de hidrocarburi parafinice gazoase* în funcție de densitatea relativă:

$$H_i = 44\,023 + \frac{3\,302}{d} \text{ [kJ/kg comb.]} \qquad (1.81)$$

Pentru d=0,6 . .. 0,9 rezultă H*=49 530 ... 47 690 [kJ/kg comb.] *(H_i* scade odată cu creșterea densității relative).

Pentru *fracțiuni petroliere lichide* numai în funcție de densitatea relativă:

$$H_i = 46\,434 + 3\,170 d_{15}^{15} - 8\,793\,(d_{15}^{15})^2 \text{ [kJ/kg comb.]} \qquad (1.82)$$

Pentru d* *=0,1*... 1 rezultă H_i*=44* 340 .. . 40 810 [kJ/kg comb.] *(H_i* scade odată cu creșterea densității relative).

Se reamintește că:

$$d_{15}^{15} = 0{,}9952 d_4^{20} + 0{,}00806.$$

în continuare, se prezintă relații mai exacte pentru puterea calorică inferioară a fracțiunilor petroliere lichide.

Pentru *fracțiuni petroliere lichide reziduale* (păcură), în funcție de densitatea relativă și parțial de compoziția elementară:

$$H_i = \left(\frac{15623}{\rho} + 24\,300\right)(1-s-w-z) +$$

$$+ 9\,420s - 2\,449u;\ [\text{kJ/kg comb.}] \qquad (1.83)$$

Pentru *fracțiuni petroliere lichide distilate* (de la benzină pînă la motorină), în funcție de densitatea relativă, de factorul de caracterizare și parțial de compoziția elementară:

$$\left[\frac{5\,675}{\rho_{is}} + \frac{27\,273}{\rho_{is}} - \frac{3\,275/v}{\rho_n} - 5\,013K - 10\,465\right](1-s-w-z) +$$

$$+ 9\,420s - 2\,449w\ \left[\frac{\text{J}}{\text{kg comb.J}}\right] \qquad (1.84)$$

Puterile calorice fiind mărimi aditive, pentru un amestec de combustibili puterea calorică medie este egală cu media masică a puterilor calorice ale componenților (în cazul în care puterile calorice se exprimă pe kg):

$$H_{fm} = \sum_{i=1}^{n} g_i H_i \qquad (1.85)$$

{gi sînt fracțiile masice ale componenților din amestec).

1.2.4. PIERDEREA DE CĂLDURA CAUZATA DE ARDEREA INCOMPLETA

Arderea poate fi incompletă din punct de vedere *mecanic* (obișnuit numai în cazul combustibililor solizi), sau din punct de vedere *chimic.*

In cazul oxidării incomplete a carbonului, nu se dezvoltă prin ardere întreaga putere calorică a combustibilului (aceasta corespunde arderii complete), deci există pierderi de căldură cauzate de arderea incompletă a combustibilului, din punct de vedere chimic.

La trecerea carbonului în CO, căldura de reacție este mai mică decît la trecerea în CO,. Diferența acestor călduri de reacție este egală cu căldura de ardere a CO (la COâ), deci 10 170 [kJ/kg CO] sau:

$$10\,170\,\frac{28}{12} = 23\,730\ [\text{kJ/kg C}]$$

Pentru a se afla pierderea de căldură, în cazul oxidării parțial incomplete a carbonului, trebuie să se cunoască fracția masică a carbonului care trece în CO *(x* kg C—> CO/kg comb.). Această valoare se poate calcula cu una din relațiile prezentate și anterior:

$$x = 5{,}04\,(1-\alpha)\cdot L_{min}$$

cînd apariția CO este datorată numai lipsei de oxigen (în acest caz a este numai subunitar), sau:

$$x = c\frac{\bar{y}_{CO}}{Y_{CO_2}+Y_{CO}} \tag{1.86}$$

cînd prin analiza gazelor de ardere se cunoaște caracterul real al arderii (în acest caz a poate fi eventual și supraunitar).

In concluzie, pierderea de căldură cauzată de oxidarea incompletă a carbonului se exprimă prin relația:

$$\Delta H = 23\,730x \text{ [kJ/kg comb.]} \tag{1.87}$$

In cazul combustibililor de tipul c+7i=1, cum c din expresia lui *x* se poate exprima în funcție de datele analizei chimice a gazelor arse uscate, se poate ajunge la următoarea expresie a lui AH:

$$\Delta H = \frac{23\,730 Y_{CO}}{8{,}87+0{,}578Y_{CO_2}+0{,}745Y_{CO}-0{,}422Y_{O_2}} \text{ [kJ/kg comb.]} \tag{1.88}$$

Această relație permite calcularea lui AH numai pe baza datelor analizei gazelor arse uscate, fără a fi necesar să se cunoască valoarea lui c.

Efectul termic al reacției de ardere incompletă a unui combustibil (cu apariție de CO) este egal cu diferența dintre puterea calorică a combustibilului și pierderea de căldură cauzată de arderea incompletă:

$$H_i' = H_i - \Delta H \tag{1.89}$$

1.2.5. ENTALPIA GAZELOR DE ARDERE

Entalpia gazelor de ardere se exprimă obișnuit ca valoare relativă față de originea fază gazoasă (inclusiv vaporii de apă) la 0°C și presiunea normală atmosferică.

Entalpia gazelor arse umede, la o temperatură oarecare *t,* entalpia fiind o mărime aditivă, se exprimă prin relația:

$$\begin{aligned} i &= i_{CO_2}+i_{CO}+i_{SO_2}+i_{H_2O}+i_{N_2}+i_{O_2} = \\ &= n_{CO_2}C_{p,CO_2}t+n_{CO}C_{p,CO}t+n_{SO_2}C_{p,SO_2}t+ \\ &+ n_{H_2O}C_{p,H_2O}t+n_{N_2}C_{p,N_2}t+n_{O_2}C_{p,O_2}t \\ i &= t\sum_1^n (n_i C_{p,i}) \text{ [kJ/kg comb.]} \end{aligned} \tag{1.90}$$

în care: n_4 reprezintă numărul de kgmoli al unui component al gazelor arse rezultate la arderea unui kg de combustibil, iar C_{Pji} căldura specifică molară, izobară, a componentului respectiv, medie între 0 și t°C și exprimată, în kJ/kmol °C.

în tabelul 1.4 sînt prezentate aceste călduri specifice medii, pentru toți componenții gazelor de ardere și în plus pentru aer și H_2 (utile și

TABELUL 1.4

Călduri specifice molare, la presiunea atmosferică constantă, medii între 0 şi t°C, în kJ/kmol°C

t [°C]	CO_2	CO	H_2O_v	SO_2	N_2	O_2	H_2	aer
0	36,05	29,14	33,41	38,98	29,14	29,27	28,72	29,06
100	38,39	29,23	33,62	40,78	29,18	29,52	28,97	29,14
200	40,40	29,31	34,00	42,50	29,31	29,94	29,10	29,35
300	42,12	29,56	34,42	44,05	29,48	30,40	29,18	29,56
400	43,54	29,81	34,92	45,39	29,69	30,90	29,23	29,85
500	45,01	30,10	35,46	46,52	29,94	31,36	29,27	30,15
600	46,18	30,44	36,01	47,52	30,19	31,78	29,35	30,44
700	47,23	30,73	36,59	48,36	30,44	32,16	29,43	30,73
800	48,15	31,11	37,22	49,07	30,77	32,53	29,56	31,07
900	48,99	31,40	37,85	49,74	31,07	32,87	29,69	31,36
1 000	49,74	31,70	38,44	50,29	31,36	33,16	29,81	31,65
1 100	50,45	31,99	39,02	50,79	31,65	33,41	29,94	31,90
1 200	51,04	32,24	39,57	51,21	31,90	33,66	30,15	32,16
1 300	51,58	32,49	40,11	51,63	32,11	33,96	30,31	32,37
1 400	52,13	32,70	40,70	51,96	32,37	34,17	30,48	32,57
1 500	52,59	32,87	41,20	52,25	32,57	34,33	30,65	32,83
1 600	53,01	33,08	41,70	52,55	32,74	34,50	30,82	32,99
1 700	53,38	33,24	42,25	52,80	32,91	34,67	30,98	33,16
1 800	53,76	33,41	42,71	53,05	33,12	34,88	31,19	33,33
1 900	54,10	33,58	43,13	53,22	33,24	35,09	31,36	33,45
2 000	54,39	33,71	43,59	53,47	33,41	35,25	31,53	33,62
2 100	54,68	33,87	44,05	53,64	33,54	35,38	31,70	33,75
2 200	54,98	34,00	44,42	53,80	33,71	35,51	31,90	33,83
2 300	55,23	34,12	44,84	53,97	33,83	35,67	32,07	34,00
2 400	55,44	34,25	45,18	54,14	33,91	35,84	32,24	34,08
2 500	55,69	34,38	45,51	54,26	34,08	35,97	32,41	34,25

acestea pentru calculele de combustie). Ele corespund presiunii atmosfe- pentru fiecare component.

Corect, ar trebui ca $C_{Pi\,t}$ să se utilizeze la presiunea parţială a componentului respectiv, presiunea totală fiind egală cu presiunea atmosferică. I :enţa presiunii, în domeniul presiunilor joase, asupra căldurilor spe- :e este însă neglijabilă.

Din expresia anterioară a entalpiei gazelor arse, se constată că la 0°C **entalpia** gazelor arse este nulă şi că această entalpie creşte odată cu creşterea temperaturii.

La dimensionarea cuptoarelor sau a recuperatoarelor de căldură din gazele arse, este necesar să se cunoască entalpia gazelor arse la diverse temperaturi. In acest scop, este bine să se construiască pentru combustibilul dat *diagrama entalpie — temperatură a gazelor arse,* la una sau i multe valori ale lui a. Diagramele *i—t* se construiesc obişnuit pentru :-rea completă a combustibilului, deci pentru valori $a > 1$. Aspectul unei astfel de diagrame se redă în figura 1.8 pentru CH_4.

Diagrama *i—t* se construieşte astfel: se calculează produsele arderii **fcentru** $a = 1$ şi apoi entalpia lor la cîteva temperaturi, reprezentîndu-se **fcurba** respectivă pentru arderea teoretică. Pentru valori $a > 1$ se poate **proceda** în acelaşi mod, sau mai simplu se calculează cantitatea de aer -ia exces şi entalpia respectivă, aceasta adăugîndu-se la valorile cores-

punzătoare la aceeaşi temperatură, calculate pentru a=1. In coordonate *i—t,* curbele de a=ct. au concavitatea în jos, pentru că C_p creşte cu creşterea temperaturii.

în figurile 1.9 şi 1.10 se prezintă un sistem de nomograme, cu ajutorul cărora se poate stabili entalpia gazelor arse umede (t=0 ... 2 000°C), pentru combustibili de tipul c + h = 1 (c==0,75 ... 0,95), arderea fiind completă sau incompletă (a=0,8 ... 1,8), iar combustibilul fiind sau nu pulverizat cu abur (a=0 ... 0,6 [kg/kg comb.]).

Entalpfa gazelor arse se obţine prin însumarea a trei valori citite în nomograme:

$$i=i_t+i_e+i_a \qquad (1.91)$$

Valoarea i_t reprezintă entalpia gazelor arse corespunzătoare arderii teoretice {ardere completă, pentru <x=l) şi se citeşte din figura 1.9 în funcţie de *t* şi c.

$$i_t=t\left[\frac{c}{12}C_{p,CO_2}+\frac{1-c}{2}C_{p,H_2O}+\frac{79}{21}\left(\frac{c}{12}+\frac{1-c}{4}\right)C_{p,N_2}\right] \qquad (1.92)$$

Valoarea i_e reprezintă entalpia excesului de aer (ac>l) şi se citeşte din figura 1.10, în funcţie de *c,* a şi *t.* De la valoarea lui c se coboară pe verti-

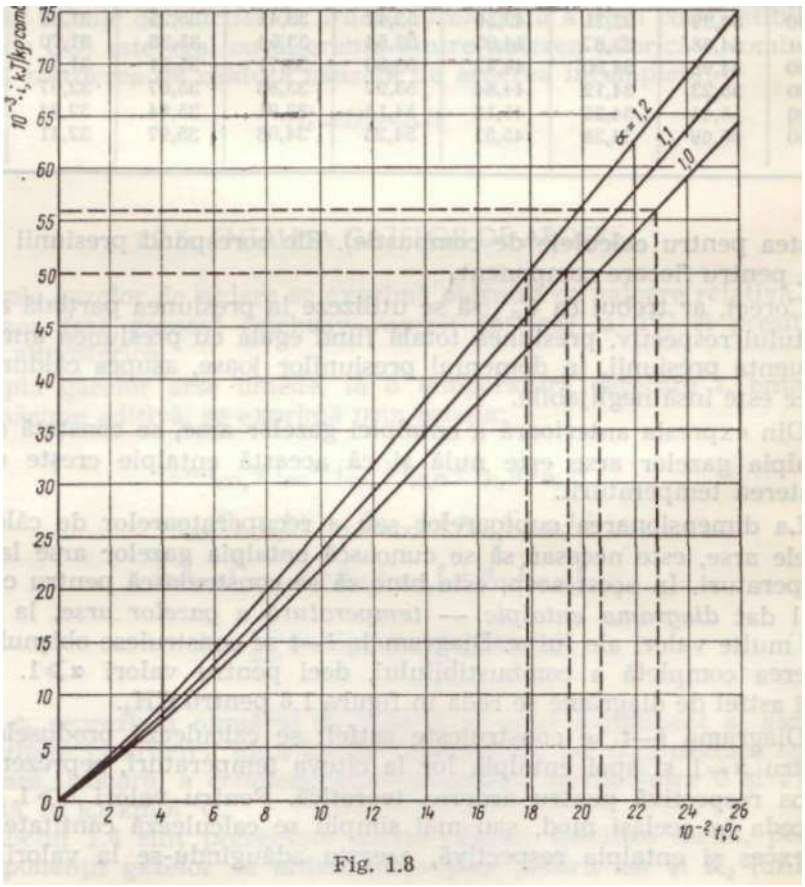


Fig. 1.8

cală pînă la valoarea lui a, se merge pe orizontală la stingă pînă la valoarea lui t și se coboară pe verticală pînă la scara entalpiei.

$$i_e=(\alpha-1)\frac{1}{0{,}21}\cdot\left(\frac{c}{12}+\frac{1-c}{4}\right)C_{p,aer}t \qquad (1.93)$$

In cazul arderii cu lipsă de aer ($a<1$), i_e are expresia:

$$i_e=-(1-\alpha)\frac{1}{0{,}21}\cdot\left(\frac{c}{12}+\frac{1-c}{4}\right)(0{,}79C_{p,N_2}+0{,}42C_{p,CO_2}-0{,}42C_{p,CO})t \qquad (1.94)$$

Valoarea i_a reprezintă entalpia aburului de pulverizare din gazele de ardere și se citește din figura 1.9, în funcție de t și a.

$$i_a=\frac{a}{18}C_{p,H_2O}t \qquad (1.95)$$

Dacă în gazele de ardere apare CO în prezență de 0_2, din cauza neomogenității amestecului combustibil etc, la calculul entalpiei ar mai trebui adăugat un termen de corecție:

$$\Delta i=\frac{y}{12}(C_{p,CO}+0{,}5C_{p,O_2}-C_{p,CO_2})t \qquad (1.96)$$

în care y [kg C/kg comb.], reprezintă fracția masică a carbonului oxidat incomplet, din alte cauze în afara lipsei de 0_2. Valoarea lui Ai este însă practic neglijabilă.

Relațiile de bilanț termic, stabilite anterior pentru arderea *izobar-adiabatică* și respectiv *izobar-politropică,* se scriu obișnuit sub următoarele forme:

$$i_2=H_i+i_1 \qquad (1.97)$$

$$q_{12}=H_i+i_1-i_2 \qquad (1.98)$$

termenii avînd semnificațiile cunoscute și fiind exprimați în kJ/kg comb.

întotdeauna, în bilanțurile termice ale proceselor de combustie, așa cum se vede și în relațiile anterioare, se

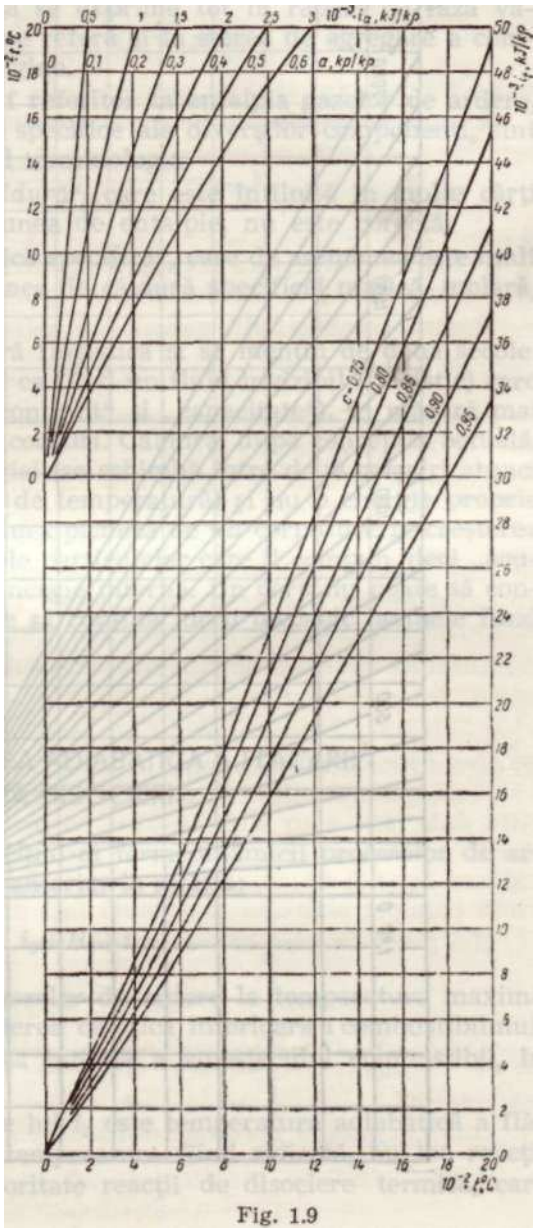


Fig. 1.9

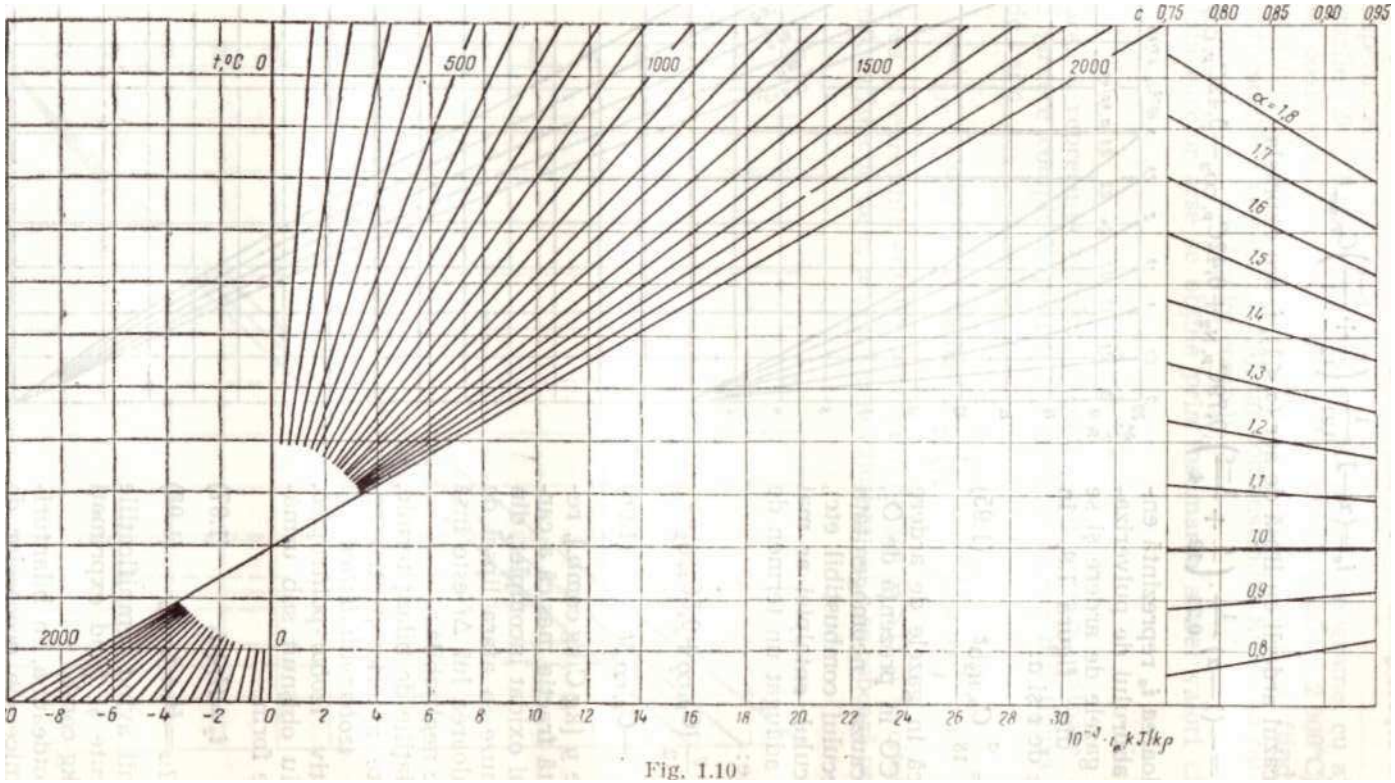

c 0,75 0,80 0,85 0,90 0,95
t,°C 0
500
1000
1500
2000
α = 1,8
1,7
1,6
1,5
1,4
1,3
1,2
1,1
1,0
0,9
0,8
2000
0
0 -8 -6 -4 -2 0 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30
10⁻³ · i_w kJ/kg

Fig. 1.10

utilizează puterea calorică inferioară a combustibilului. Acest lucru este impus, nu de faptul că în majoritatea cazurilor practice gazele arse sînt evacuate în atmosferă la £>100°C, cum se justifică în unele cărți, ci de necesitatea de a se respecta omogenitatea fizică a relațiilor de bilanț termic. Așa cum s-a mai arătat și anterior, omogenitatea fizică reprezintă exprimarea tuturor termenilor relației în raport cu aceeași origine. Pentru că entalpia vaporilor de apă din gazele de ardere se exprimă față de originea fază vapori la 0°C, este obligatoriu ca puterea calorică să se exprime față de aceeași origine (puterea calorică inferioară la 0°C), iar entalpia aburului de pulverizare să se exprime tot în raport cu faza vapori la 0°C. Omogenitatea fizică se referă și la starea de agregare a combustibilului la temperatura de origine.

In încheierea acestui paragraf referitor la entalpia gazelor de ardere, în care s-au întîlnit și căldurile specifice ale diverșilor componenți, sînt necesare cîteva observații privind terminologia.

Noțiunea de *„conținut de căldură",* care este întîlnită în multe cărți și care obișnuit înlocuiește noțiunea de entalpie, nu este corectă.

Noțiunea de *„capacitate calorică specifică",* care de asemenea este mult întîlnită și care înlocuiește noțiunea de căldură specifică(masică, molară, volumică), nu este corectă.

Ambele noțiuni sînt de natură flogistică și se mențin de două secole. Căldura a fost considerată inițial ca fiind un fluid invizibil (flogistic) care se putea „acumula" (de unde „conținut" și „capacitate"), în măsură mai mică sau mai mare, în diversele corpuri. Căldura, după concepția actuală, este o formă de tranziție a energiei (se schimbă între două corpuri atunci cînd între ele există o diferență de temperatură) și nu o energie proprie unui corp într-o stare dată. Căldura primită de un corp duce la creșterea energiilor cinetică și potențială ale particulelor care îl compun, deci „acumularea" se face sub formă de energie internă. Un corp nu poate să conțină căldură, după cum nu poate să conțină lucru mecanic, ambele fiind forme de tranziție a energiei.

1.2.6. TEMPERATURA ADIABATICA A FLĂCĂRII, FARA DISOCIERI

Prin aplicarea primului principiu al termodinamicii proceselor de ardere izobar-adiabatice, s-a ajuns anterior la relația:

$$i_2 = H_i + i_1$$

în care: *i.*_> reprezintă entalpia gazelor de ardere la temperatura maximă atinsă, în kJ/kg corn., Hj — puterea calorică inferioară a combustibilului, în kJ/kg comb. și i_x — entalpia inițială a amestecului combustibil, în kJ/kg comb.

Temperatura corespunzătoare lui i_2 este temperatura adiabatică a flăcării fără disocieri (în flacără, temperatura fiind ridicată, au loc reacții secundare endotermice, în majoritate reacții de disociere termică, care reduc temperatura).

Relaţia anterioară serveşte la calcularea temperaturii flăcării şi trebuie aplicată, aşa după cum s-a discutat anterior, în condiţii de omogenitate fizică. In cele ce urmează se prezintă modul de aplicare a acestei relaţii.

Entalpia amestecului combustibil se compune din trei termeni:

$$i_1 = i_{comb.} + i_{aer} + i_{abur} \tag{1.99}$$

Entalpia unui kg de combustibil petrolier lichid, exprimată în raport cu originea lichid la 0°C, se poate calcula cu relaţia:

$$i_{comb} = [(2{,}964 - 1{,}332 \cdot d_{15}^{15})t + (0{,}003074 - 0{,}001154 d_{15}^{15})t^2] \cdot \cdot (0{,}055K + 0{,}35) \quad [\text{kJ/kg comb.}] \tag{1.100}$$

în care K este factorul de caracterizare.

In lipsa factorului de caracterizare, se poate utiliza relaţia simplă:

$$i_{comb} = \frac{1{,}6874t + 0{,}0016957t^2}{\sqrt{d_{15}^{15}}} \left[\frac{\text{k J}}{\text{kg comb.}}\right] \tag{1.101}$$

Pentru o mai uşoară pompare şi pulverizare, păcura ajunge la injector cu o temperatură de preîncălzire apropiată de 100°C.

Pentru combustibilii gazoşi sau solizi, $i_{com}b$ se calculează cu relaţia:

$$i_{comb} = C_{p,\ comb}t \tag{1.102}$$

în care $C_{P;\ comb}$ este căldura specifică medie a combustibilului în kJ/kg°C, iar t se referă la combustibil.

Entalpia aerului de ardere rezultă din expresia:

$$i_{aer} = LC_{p,\ aer}t_{aer} \quad [\text{kJ/kg comb.}] \tag{1.103}$$

în care L este consumul real de aer, în kmol/kg comb., C_{PiaeT} — căldura specifică medie a aerului, în kJ/kmol °C, iar t_{aer} — temperatura aerului la intrarea în focar (aerul poate fi nepreîncălzit sau preîncălzit).

Entalpia aburului de pulverizare rezultă din relaţia:

$$i_{abur} = a(i - r_0) \quad [\text{kJ/kg comb.}] \tag{1.104}$$

în care a reprezintă consumul de abur de pulverizare, în kg abur/kg. comb., i — entalpia aburului în condiţiile de intrare (abur saturat cu presiune şi titlu date, sau abur supraîncălzit cu presiune şi temperatură date) citită din tabele sau diagrame în raport cu originea fază lichidă la 0°C, iar r_0 — căldura latentă de vaporizare a apei la 0°C. Paranteza din relaţie reprezintă entalpia aburului exprimată faţă de originea vapori la 0°C.

Mai puţin exact, i_{abur} s-ar putea calcula cu relaţia:

$$i_{abur} = \frac{a}{18} C_{p,\mathrm{H_2O_v}} t_{abur}$$

în care $C_{p,HOv}$ este căldura specifică medie a vaporilor de apă, în kJ/kmol °C.

Entalpia gazelor rezultate din ardere are expresia:

$$i_2 = t_f \sum_{i}^{n} (n_i C_{p,\ i})$$

Pe baza relaţiilor anterioare, se poate scrie expresia temperaturii flăcării:

$$t_f = \frac{H_i + i_{comb} + i_{aer} + i_{abur}}{\sum_1^n (n_i C_{p,i})} \qquad (1.105)$$

Pentru că valorile C_p, * trebuie luate ca medii între 0 şi t_f [°C] (necunoscută), această relaţie se aplică prin încercări succesive: se presupune *tf,* se citesc căldurile specifice ale componenţilor gazelor arse umede şi se calculează t_f (se poate admite drept corectă valoarea t_f calculată, dacă *tf* presupus nu diferă de t_f calculat cu mai mult de 50°C).

Relaţia anterioară se referă la cazul în care arderea este completă şi se dezvoltă prin ardere întreaga putere calorică a combustibilului.

Dacă arderea este incompletă, Hj trebuie înlocuit cu efectul termic real al reacţiei de ardere. Se obţine:

$$t_f = \frac{H_i - \Delta H + i_{comb.} + i_{aer} + i_{abur}}{\sum_1^n (n_i C_{p,i})} \qquad (1.106)$$

Cîteva concluzii bazate pe această formă generală a relaţiei temperaturii adiabatice a flăcării, fără disocieri:

— t_i creşte, odată cu creşterea puterii calorice a combustibilului;

— t_f scade, cu atît mai mult cu cît arderea este mai incompletă;

— *tf* scade, odată cu creşterea lui ot, pentru că creşte cantitatea de gaze de ardere (t_f este maxim la arderea completă cu oc=l);

— *tf* creşte, odată cu creşterea temperaturii de preîncălzire a aerului (creşte *i^);*

— t_f scade, odată cu creşterea consumului de abur de pulverizare (creşte în mai mare măsură nn$_2$o decît $i_a bu_r$).

în procesele de ardere cu aer, întîlnite frecvent în practică, temperatura teoretică a flăcării are valori de ordinul 1 500 ... 2 000°C.

La arderea unui combustibil cu oxigen, temperatura flăcării este sensibil mai mare decît la arderea cu aer, pentru că numărul de kgmoli de gaze de ardere este mult mai redus (lipseşte N_2).

In cazul în care, pentru combustibilul dat, există construită diagrama *i—t* gazelor de ardere completă, *tf* poate fi citit direct din diagramă, în funcţie de *u* şi a.

1.2.7. TEMPERATURA ADIABATICÂ A FLĂCĂRII, CU DISOCIERI

în paragraful anterior, s-a arătat cum se calculează temperatura flăcării la o ardere adiabatică, conform reacţiilor stoechiometrice. Această temperatură teoretică, se numeşte fie *temperatură adiabatică stoechiometrică,* fie *temperatură adiabatică fără disocieri.*

Temperatura reală a flăcării nu poate fi calculată, ci numai determinată experimental cu ajutorul pirometrelor (pirometre optice și pirometre de radiație). *Pirometrul optic* constă într-o lunetă prin care se privește flacăra, printr-un filtru de lumină roșie. în interiorul lunetei există un bec special cu filament de wolfram, care este alimentat de un acumulator, prin intermediul unui reostat. Se reglează intensitatea curentului prin filament, modificîndu-se incandescența acestuia, pînă cînd în cîmpul vizual al lunetei dispare imaginea filamentului (incandescența filamentului devine identică cu incandescența flăcării). Milivoltmetrul din circuitul electric este gradat direct în °C. *Pirometrul de radiație* constă într-o baterie de termocupluri legate în serie, sudurile acestora fiind acoperite cu platină, înnegrită pe partea care primește radiațiile flăcării. Bateria de termocupluri este închisă într-un bec de sticlă umplut cu gaz inert și este legată la un milivoltmetru, indicator sau înregistrator (acesta poate realiza și o reglare automată). Radiațiile flăcării ajung la sudurile termocuplurilor printr-un tub prevăzut cu lentilă, sudurile se încălzesc, proporțional cu intensitatea radiațiilor deci cu temperatura flăcării, și apare o forță electromotoare. Scala milivoltmetrului este gradată direct în °C (obișnuit pînă la 3 000°C).

O flacără nu are temperatură uniformă, dar obișnuit se măsoară temperatura zonei mai calde a flăcării, care se află spre vîrful flăcării. Temperatura reală a flăcării, determinată experimental, este aproximativ cu 100 . . . 300°C mai mică decît temperatura adiabatică stoechiometrică. Această diferență este cauzată de faptul că arderea într-un focar este politropică și nu adiabatică (flacăra cedează căldură, în special prin radiație) și de faptul că în flacără au loc diverse reacții secundare reversibile endotermice care reduc temperatura.

Reacțiile secundare care au loc în flacără, la temperaturi peste 1 500°C, sînt în majoritate reacții de disociere termică, iar principalele disocieri se referă la $C0_2$ și H_20. Aceste reacții fiind reversibile (pe măsura scăderii temperaturii gazelor arse, produsele de disociere se reasociază), nu există pierderi de căldură suplimentare prin ardere incompletă, ci numai o reducere a temperaturii flăcării, cauzată de faptul că aceste reacții sînt endotermice. In gazele arse reci pot fi întîlniți componenți oxidați parțial sau neoxidați, dar aceștia nu provin din disocierile discutate, ci din lipsa globală sau locală de 0_2, răcirea bruscă a flăcării (înghețarea reacțiilor) etc. De exemplu, în special la arderea unui combustibil lichid, pot apare în gazele arse evacuate în atmosferă și $H_{2)}$ CH_4, C_2H_4, C_2H_6 etc. provenite din descompunerea termică a combustibilului. La arderea în focarele obișnuite nu se pun astfel de probleme.

Reacțiile de disociere conduc la o scădere a temperaturii flăcării, cu atît mai mare cu cît temperatura flăcării este mai mare, pentru că ele sînt cu atît mai intense cu cît temperatura este mai ridicată. Marea majoritate a reacțiilor secundare din flacără sînt cunoscute și studiate și este posibil să se calculeze temperatura teoretică a flăcării pentru o ardere adiabatică, ținîndu-se seamă de termodinamica reacțiilor secundare. Această temperatură se numește, fie *temperatură adiabatică termodinamică,* fie *temperatură adiabatică cu disocieri* a flăcării (marea majoritate a reacțiilor secundare sînt reacții de disociere).

In cele ce urmează se prezintă principalele reacții secundare din flacără și modul de calcul al temperaturii adiabatice a flăcării, cu disocieri.

In ordinea importanţei lor, principalele reacţii reversibile din flacără sînt următoarele:

$$CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2}O_2 - 283\,080 \text{ [kJ/kmol } CO_2\text{]}$$

$$H_2O \rightleftarrows H_2 + \frac{1}{2}O_2 - 242\,010 \text{ [kJ/kmol } H_2O\text{]}$$

$$H_2O \rightleftarrows OH + \frac{1}{2}H_2 - 285\,130 \text{ [kJ/kmol } H_2O\text{]}$$

$$N_2 + O_2 \rightleftarrows 2NO - 180\,880 \text{ [kJ/kmol } N_2\text{]}$$

$$H_2 \rightleftarrows 2H - 434\,610 \text{ [kJ/kmol } H_2\text{]}$$

$$O_2 \rightleftarrows 2O - 494\,900 \text{ [kJ/kmol } O_2\text{]}$$

Din aceste reacţii termochimice se constată următoarele:

— toate reacţiile sînt endotermice (în sensul de la stînga spre dreapta; căldurile de reacţie izobare corespund condiţiilor ambiante şi pentru H_20 în fază vapori);

— H,0 prezintă două posibilităţi de disociere termică;

— singura reacţie care nu este o disociere este reacţia de formare a monoxidului de azot;

— ultimele două reacţii, care au loc la temperaturi relativ mari, sînt reacţii de disociere a moleculelor în atomi.

în afara reacţiilor anterioare, mai există si alte reacţii secundare, cu apariţie de: $N0_2$, N (atomic), NH, NH_3, CHO etc.

Echilibrul stabilit între diverşii componenţi rezultaţi din reacţiile secundare şi componenţii de bază ai gazelor de ardere depinde de temperatură, presiune, natura combustibilului şi coeficientul cantităţii de aer.

în tabelul 1.5 sînt prezentate compoziţiile de echilibru pentru arderea jzobar-adiabatică a CH_4, la presiunea ambiantă şi cu amestecul combustibil aflat iniţial la temperatura ambiantă. Aceste compoziţii sînt stabilite pe calculator, cu un program specific, şi conţin numai principalii componenţi, pentru patru valori ale coeficientului cantităţii de aer (α «s 1). Sînt trecute în tabel şi valorile temperaturii de echilibru (temperatura adiabatică a flăcării, cu disocieri).

TABELUL 1.5

Compoziţiile de echilibru pentru arderea metanului

[% mol. (vol.)]

Comb. / α	0,909	1	1,111	1,25
CO_2	7,533	8,532	8,373	7,681
CO	2,598	0,8857	0,226	0,04945
H_2O	18,91	18,31	16,96	15,36
H_2	1,248	0,3603	0,09196	0,02194
OH	0,1453	0,2922	0,2733	0,1641
H	0,06556	0,0384	0,01141	0,00229
N_2	69,41	70,91	71,88	72,7
NO	0,05066	0,1955	0,3214	0,322
O_2	0,03314	0,4513	1,832	3,693
0	0,00514	0,02091	0,02319	0,01214
t_f °C	1 935	1 950	1 858	1 721

Pe baza datelor din acest tabel, se remarcă următoarele:

— la valori <x<l, concentrațiile de CO și H, sînt relativ mari, în primul rînd din cauza lipsei de oxigen;

— la vapori a mari, disociația vaporilor de apă se face mai mult în OH (hidroxil) și H_2, decît în H_2 și 0_2;

— prezența O atomic depinde nu numai de temperatură, ci și de concentrația 0_2 (a).

în tabelul 1.6. sînt redate variațiile temperaturii adiabatice a flăcării, cu disocieri, în funcție de a (a^1), pentru metan, etan și propan (amestecul combustibil în condițiile ambiante).

TABELUL 1.6

Temperaturi adiabatice ale flăcării, cu disocieri, [°C]

α \ Comb.	CH_4	C_2H_6	C_3H_8
0,8	1 821	1 875	1 888
0,909	1 935	1 980	1 990
1	1 950	1 984	1 992
1,111	1 858	1 896	1 904
1,25	1 721	1 758	1 766
1,428	1 562	1 596	1 604
1,667	1 389	1 419	1 425

Se constată că t'_f prezintă valori maxime pentru a—1 și că pentru C_3H_8, între t'_f la oc=l și t'_f la a=0,909 există o diferență de numai *2°C*. Pentru aceeași valoare a, t'_f crește de la CH_4 la C_3H_8. Valorile din tabel sînt obținute la calculator, după un program care ține seamă practic de toate reacțiile secundare care au loc în flacără.

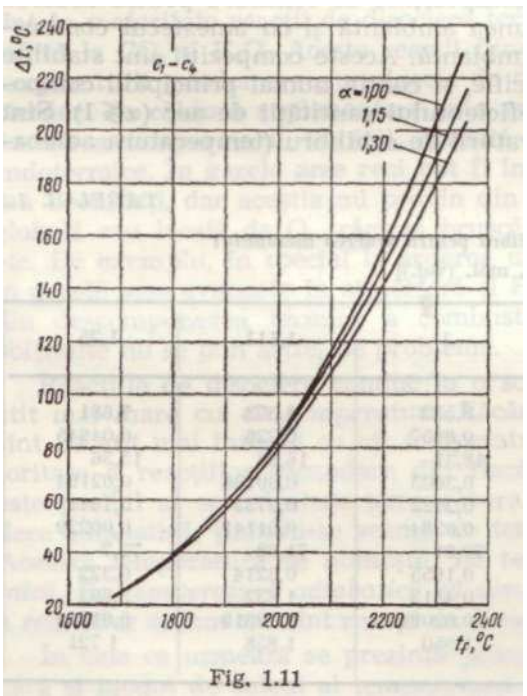


Fig. 1.11

în figura 1.11 este prezentată, pentru hidrocarburile parafinice C_1 . . . C_4, variația scăderii de temperatură a flăcării, cauzată de reacțiile secundare, în funcție de temperatura adiabatică a flăcării, fără disocieri, și de valoarea lui a (a>1). Pentru un combustibil dat și o valoare a dată, *tf* poate fi majorat prin mărirea temperaturii inițiale a aerului (prin preîncălzire). Datele pe baza cărora s-a construit graficul sînt obținute pe calculator.

Se constată că Ai poate depăși și valoarea 200°C și că At crește sensibil odată cu creșterea lui *tf* și, în mai mică măsu-

ră, odată cu scăderea lui a. Cu aproximație, la t/=1 500°C, *At* este practic nul.

Calculul temperaturii adiabatice termodinamice a flăcării, efectuat exact și fără programare pe calculator, este foarte dificil. Există metode simplificate de calcul, care iau în considerație toate cele 6 reacții secundare principale, sau metode exacte, care însă se referă numai la cîteva din reacțiile secundare. Pentru procesele de ardere din cuptoarele de rafinărie, la care temperatura flăcării nu este foarte mare, este suficient să se țină seamă numai de primele două reacții secundare.

în cele ce urmează, se prezintă metoda exactă de calcul a temperaturii adiabatice a flăcării, cu disocieri, luîndu-se în considerație numai reacțiile de disociere a $C0_2$ și a H_20 (în H_2 și 0_2). Această metodă este utilă pentru înțelegerea problemei reducerii temperaturii flăcării, cauzate de disocieri.

După cum se știe, la o reacție reversibilă de tipul:

$$aA+bB \rightleftarrows cC+dD$$

se definește *constanta de echilibru* prin relația:

$$Kp=\frac{(p_C)^c(p_D)^d}{(p_A)^a(p_B)^b} \qquad (1.107)$$

în care p_4 reprezintă presiunile parțiale ale componenților. Această expresie a constantei de echilibru se obține pentru condiții izobar—izotermice și comportare de gaz perfect a componenților, punîndu-se condiția de constanță a potențialului izobar-izotermic.

Presiunea parțială a unui component din amestec are expresia:

$$P_i=\frac{n_i}{n}\,p$$

în care *n* este numărul total de kmoli, iar p presiunea totală a amestecului, înlocuindu-se în expresia lui K_p presiunile parțiale, rezultă:

$$K_p=\left(\frac{p}{n}\right)^{c+d-a-b}\frac{(n_C)^c(n_D)^d}{(n_A)^a(n_B)^b}$$

In cazul particular al reacțiilor de disociere a $C0_2$ și H_20, constantele de echilibru au expresiile:

$$K_{p,\,CO_2}=\sqrt{\frac{p}{n'}}\,\frac{n'_{CO}\sqrt{n'_{O_2}}}{n'_{CO_2}} \qquad (1.108)$$

$$K_{p,\,H_2O}=\sqrt{\frac{p}{n'}}\,\frac{n'_{H_2}\sqrt{n'_{O_2}}}{n'_{H_2O}} \qquad (1.109)$$

Indicele „prim" se referă la situația stabilită după disocieri.

Constantele de echilibru s-au determinat pentru fiecare reacție în parte, la diverse temperaturi, și corespund unei anumite unități de măsură a presiunii.

In tabelul 1.7. sînt redate constantele de echilibru ale reacțiilor de disociere a $C0_2$ și a H_20 (în H_2 și 0_2), recalculate pentru temperatura exprimată în ^{C}C și presiunea exprimată în bar, la *t* cuprins între 1 500 și 2 450°C. Se constată că valorile lui K_p sînt mai mari pentru $C0_2$ decît pentru H_20 și că există o creștere rapidă a lui K_p cu t.

TABELUL 1.7

Constantele de echilibru ale reacţiilor de disociere

$$CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2} O_2 \text{ şi } H_2O \rightleftarrows H_2 + \frac{1}{2} O_2$$

t, [°C]	K_p, CO_2, [bar]$^{1/2}$	K_p, H_2O, [bar]$^{1/2}$
1 500	$1{,}65 \cdot 10^{-4}$	$4{,}2 \cdot 10^{-5}$
1 550	$2{,}75 \cdot$ „	$6{,}7 \cdot$ „
1 600	$4{,}55 \cdot$ „	$1{,}03 \cdot 10^{-4}$
1 650	$7{,}3 \cdot$ „	$1{,}6 \cdot$ „
1 700	$1{,}13 \cdot 10^{-3}$	$2.35 \cdot$ „
1 750	$1{,}64 \cdot$ „	$3{,}35 \cdot$ „
1 800	$2{,}35 \cdot$ „	$4{,}85 \cdot$ „
1 850	$3{,}3 \cdot$ „	$6{,}8 \cdot$ „
1 900	$4{,}7 \cdot$ „	$8{,}85 \cdot$ „
1 950	$7{,}1 \cdot$ „	$1{,}25 \cdot 10^{-3}$
2 000	$1{,}05 \cdot 10^{-2}$	$1{,}8 \cdot$ „
2 050	$1{,}43 \cdot$ „	$2{,}4 \cdot$ „
2 100	$1{,}95 \cdot$ „	$3{,}15 \cdot$ „
2 150	$2{,}55 \cdot$ „	$4{,}1 \cdot$ „
2 200	$3{,}3 \cdot$ „	$5{,}15 \cdot$ „
2 250	$4{,}3 \cdot$ „	$6{,}5 \cdot$ „
2 300	$5{,}5 \cdot$ „	$8{,}15 \cdot$ „
2 350	$7{,}0 \cdot$ „	$1{,}03 \cdot 10^{-2}$
2 400	$8{,}8 \cdot$ „	$1{,}29 \cdot$ „
2 450	$1{,}16 \cdot 10^{-1}$	$1{,}64 \cdot$ „

Pentru a se stabili temperatura flăcării cu disocieri este necesar să se calculeze anterior numărul de kmoli din fiecare din componenţii gazelor de ardere, rezultaţi la arderea unui kg de combustibil, precum şi temperatura flăcării fără disocieri (valorile n_{CO_2}, n_{H_2O}, $^{71}N_2$, «de şi t_f).

Notîndu-se cu x şi y numărul de kmoli/kg comb. de CO_2, respectiv ILO, disociaţi, în urma disocierilor simultane gazele de ardere se vor compune din:

$$n'_{CO_2} = n_{CO_2} - x \text{ [kmol/kg comb.]}$$

$$n'_{CO} = x$$

$$n'_{H_2O} = n_{H_2O} - y$$

$$n'_{H_2} = y$$

$$n'_{N_2} = n_{N_2}$$

$$n'_{O_2} = n_{O_2} + 0{,}5\,x + 0{,}5y$$

$$n' = n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{N_2} + n_{O_2} + 0{,}5\,x + 0{,}5y$$

Se presupune apoi temperatura flăcării cu disocieri *t'j. (<t_f)* și se citesc **pentru** aceasta valorile $K_{p>}$ co.$_2$ Și K_{P,H_2O}. Introducîndu-se în expresiile constantelor de echilibru toate valorile numerice cunoscute, se obține un ;^:em de două ecuații, cu necunoscutele *x* și *y,* care se rezolvă.

Temperatura t'_f presupună se verifică apoi prin bilanțul termic, în care entalpia gazelor de ardere după disociere (la *t'j)* trebuie să fie egală cu diferența dintre entalpia gazelor de ardere înainte de disociere (la t_f) ldura consumată de reacțiile de disociere a $C0_2$ și H_20.

Bilanțul termic se exprimă prin relația:

$$t'_f \sum_1^n (n'_i C'_{p,i}) = t_f \sum_1^n (n_i C_{p,i}) - (283\,080x + 242\,010y) \text{ [kJ/kg comb.]} \quad (1.110)$$

Dacă bilanțul termic nu se verifică, se presupune o altă valoare a temperaturii t', și calculul se repetă.

1.2.8. PUNCTUL DE ROUĂ, NEACIDA SAU ACIDA, AL GAZELOR DE ARDERE

în cuptoare și cazane recuperatoare (cu gaze de ardere), prin cedare utilă de căldură, gazele de ardere se răcesc, pînă la o temperatură apropiată de temperatura tuburilor prin care circulă fluidul care primește căldură. Temperatura gazelor de ardere (se discută inițial situația în care nu există S în combustibil) nu trebuie să coboare sub temperatura punctului de rouă al gazelor de ardere, pentru că în acest caz are loc o condensare parțială a vaporilor de apă, urmată de corodarea tuburilor, coroziunea fiind determinată de prezența $C0_2$ și 0_2 în gazele de ardere.

Acest punct de rouă al gazelor de ardere reprezintă temperatura la care începe condensarea vaporilor de apă conținuți în gazele de ardere și se numește *punct de rouă al apei* sau *punct de rouă neacidă,* spre a-l deosebi de *punctul de rouă al acidului sulfuric (punct de rouă acidă),* caracteristic gazelor provenite din arderea combustibililor care conțin sulf.

Cunoașterea punctului de rouă al gazelor de ardere este necesară, pentru stabilirea temperaturii minime admisibile a gazelor de ardere, în scopul evitării coroziunilor.

Pentru stabilirea temperaturii punctului de rouă al gazelor de ardere, se calculează inițial presiunea parțială a vaporilor de apă din gazele de ardere:

$$p_{H_2O} = p \frac{n_{H_2O}}{n} \quad (1.111)$$

în care: $n_{Ha}o$ reprezintă kmol H_20/kg comb., *n* — kmolgaze de ardere iimede/kg comb. și *p* — presiunea totală a gazelor de ardere (în majoritatea cazurilor presiunea atmosferică).

TABELUL 1.8

Presiunea de vapori a apei

t, [°C]	p, [bar]	t, [°C]	p, [bar]
0	0,006108	50	0,12335
2	0,007054	52	0,13612
4	0,008129	54	0,15001
6	0,009347	56	0,16510
8	0,010721	58	0,18146
10	0,012277	60	0,19917
12	0,014016	62	0,2184
14	0,015974	64	0,2391
16	0,018170	66	0,2615
18	0,02062	68	0,2856
20	0,02337	70	0,3117
22	0,02643	72	0,3396
24	0,02982	74	0,3696
26	0,03360	76	0,4019
28	0,03779	78	0,4365
30	0,04241	80	0,4736
32	0,04753	82	0,5133
34	0,05318	84	0,5558
36	0,05940	86	0,6011
38	0,06624	88	0,6495
40	0,07375	90	0,7011
42	0,08198	92	0,7560
44	0,09101	94	0,8145
46	0,10088	96	0,8767
48	0,11163	98	0,9429

în continuare se citește din tabelul presiunii de vapori a apei (tabelul 1.8), pentru valoarea lui $pn_{„}o$, temperatura de saturație corespunzătoare, care reprezintă temperatura punctului de rouă.

Pentru o concentrație a vaporilor de apă dată, odată cu creșterea presiunii totale, crește Pn_2o Și deci crește temperatura punctului de rouă.

In majoritatea cazurilor practice, temperatura punctului de rouă este de ordinul 40 .. . 60°C.

Pentru un combustibil dat și o presiune totală dată, odată cu creșterea coeficientului cantității de aer cu care are loc arderea, scade temperatura punctului de rouă (cresc concentrațiile N_Q și O? și scade concentrația H_20).

Temperatura punctului de rouă crește, odată cu creșterea conținutului de H al combustibilului, cu creșterea umidității inițiale a combustibilului și cu creșterea cantității de abur de pulverizare.

In calculele anterioare de bilanț material al arderii, aerul de ardere s-a considerat uscat. Cum în realitate aerul atmosferic este umed, în gazele de ardere se vor găsi și vaporii de apă introduși cu aerul, deci vor crește atît PH_2O ‘ît Și temperatura punctului de rouă. în stabilirea punctului de rouă este bine să se ia în considerație și umiditatea aerului atmosferic.

în țara noastră, umiditatea relativă a aerului este în medie de ordinul 50 ... 60%. în calculul temperaturii punctului de rouă, se recomandă să

se lucreze, pentru siguranţă, cu o umiditate relativă a aerului de 80"/$_0$ şi cu o temperatură ridicată a aerului atmosferic, de ordinul 30°C (cazuri defavorabile). Temperatura punctului de rouă creşte odată cu creşterea temperaturii aerului atmosferic şi cu creşterea umidităţii relative a aerului (în raport cu limita de saturaţie). Prezenţa picăturilor de apă lichidă în aer (ceaţă) duce şi ea la creşterea temperaturii punctului de rouă al gazelor de ardere.

Pentru a se calcula surplusul de vapori de apă aduşi de aer se citeşte iniţial, pentru temperatura aerului atmosferic, presiunea de vapori a apei. Aceasta se înmulţeşte cu fracţia umidităţii relative, obţinîndu-se presiunea parţială a vaporilor de apă din aer (presiunea totală este egală cu presiunea atmosferică).

Conţinutul de vapori de apă al aerului rezultă din expresia:

$$\frac{p_{vap.\ apă}}{p_{aer\ uscat}} = \frac{p_{vap.\ apă}}{p - p_{vap.\ apă}} = \frac{n_{vap.\ apă}}{n_{aer\ uscat}} \left[\frac{\text{kmol vap. apă}}{\text{kmol aer uscat}}\right]$$

iar surplusul de vapori de apă în gazele de ardere se calculează cu relaţia:

$$n_{vap.\ apă} = L \frac{p_{vap.\ apă}}{p - p_{vap.\ apă}} \qquad (1.112)$$

$$\left[\frac{\text{kmol vap. apă}}{\text{kg comb}} = \frac{\text{kmol aer uscat}}{\text{kg comb.}} \cdot \frac{\text{kmol vap. apă}}{\text{kmol aer uscat}}\right]$$

Deoarece condensarea vaporilor de apă are loc iniţial pe tuburile reci care primesc căldură de la gazele de ardere („aburirea" cunoscută a corpurilor reci într-o atmosferă mai caldă), pentru evitarea condensării este necesar ca tuburile să aibă o temperatură mai mare decît temperatura punctului de rouă al gazelor de ardere, indiferent de temperatura medie a acestor gaze (condensarea are loc în pelicula de gaze din jurul tuburilor).

Se trage concluzia că temperatura minimă admisibilă a gazelor de ardere (temperatura gazelor de coş) trebuie să fie mai mare decît temperatura minimă a peretelui tuburilor (pentru a fi posibil transferul de căldură), iar aceasta trebuie să fie mai mare decît temperatura punctului de rouă al gazelor de ardere (pentru a se evita condensarea şi deci coroziunea tuburilor):

$$t_{gaze\ arse} > t_{perete} > t_{rouă}$$

Avîndu-se în vedere cerinţele actuale de economisire a energiei, se recomandă în prezent ca temperatura gazelor de ardere evacuate în atmosferă să nu depăşească cu mai mult de 30°C temperatura punctului de rouă (neacidă sau acidă, în funcţie de natura combustibilului).

In cele ce urmează se discută problema combustibililor care conţin sulf, respectiv problema punctului de rouă acidă.

La arderea combustibililor care conţin sulf, în gazele de ardere se constată, pe lingă $S0_2$ şi prezenţa $S0_3$. Există mai multe metode de determinare a acestor oxizi, ca de exemplu, absorbţia $S0_3$ în alcool izopropilic, urmată de absorbţia $S0_2$ în acid sulfuric.

Prezenţa $S0_3$ în gazele de ardere este datorată reacţiei de *oxidare a $S0_2$ cu oxigenul atomic* format prin disocierea 0_2 la temperaturi ridicate

(în flacără) și reacției de *oxidare a SO_2 cu oxigenul molecular* prezent în gazele de ardere, la temperaturi relativ joase (sub 1 000°C), această oxidare fiind catalizată de depunerile de pe suprafețele de schimb de căldură (tuburi).

în zona flăcării, formarea SO_3 este influențată de excesul de O_2, temperatură și conținutul de S al combustibilului. La o ardere cu <x=l, concentrația SO_s în gazele de ardere este practic nulă, indiferent de conținutul de S al combustibilului, acest lucru dovedind că excesul de oxigen este determinant în formarea SO_3. Creșterea temperaturii flăcării favorizează formarea SO_3, pentru că disocierea oxigenului molecular este mai intensă la temperaturi mai mari.

Depunerile de pe tuburi, care au acțiune catalitică asupra oxidării SO_2 cu O, (molecular), sînt în primul rînd cele care conțin vanadiu și metale alcaline (Na, K). Formarea SO_3 la temperaturi joase este influențată de temperatură (formarea SO_3 este maximă la 700°C), de viteza gazelor de ardere (timpul de contact) și de concentrația O_2 în gazele de ardere. Metalele cu acțiune catalitică provin din substanțele minerale conținute de combustibil (de exemplu în păcură) și ajung pe suprafața tuburilor prin intermediul cenușii antrenante de gazele de ardere.

Prezența în gazele de ardere a SO_3 alături de vaporii de apă face posibilă, obișnuit la temperaturi sub 200°C, condensarea de acid sulfuric (diluat). Presiunea de vapori a H_2SO_4 este mult mai mică decît presiunea de vapori a apei și deci temperatura punctului de rouă acidă este mult mai mare decît temperatura punctului de rouă al apei.

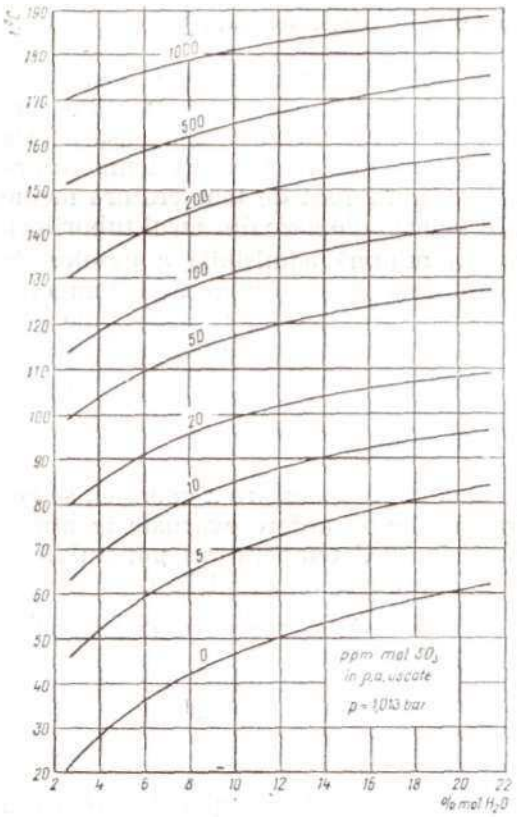


Fig. 1.12

Condensarea acidului sulfuric pe suprafața tuburilor este urmată de coroziuni puternice, prin formare de sulfați acizi.

Temperatura punctului de rouă acidă al gazelor de ardere este funcție de concentrația SO_3 și de presiunea parțială a vaporilor de apă.

în figura 1.12 este prezentată o diagramă, construită pe baza datelor experimentale, din care se poate citi temperatura punctului de rouă acidă, în funcție de concentrația SO_3 exprimată în ppm molare în gazele de ardere uscate și de % mol H,0 în gazele de ardere (diagrama se referă la presiunea totală egală cu presiunea normală atmosferică). Se constată că temperatura punctului de rouă acidă crește, odată

cu creşterea concentraţiei SO_3 şi cu creşterea concentraţiei vaporilor de apă, în gazele de ardere (cu creşterea presiunii parţiale a vaporilor de apă). Curba pentru 0 ppm SO_3 corespunde punctului de rouă al apei şi nu este altceva decît curba presiunii de vapori a apei (p fiind fixat, presiunea de vapori este direct proporţională cu % mol H_2O).

La arderea combustibililor cu S, se constată coroziuni şi în zone cu temperaturi peste 300°C, acolo unde nu au loc condensări de acid sulfuric. Aceste coroziuni nu sînt în prezent satisfăcător explicate. Se pare că SO_s este adsorbit parţial de depunerile de pe suprafaţa tuburilor, formîndu-se substanţe complexe, cu temperaturi de topire relativ joase şi cu acţiuni corosive pronunţate.

In practică, la arderea combustibililor cu S, luîndu-se cu aproximaţie temperatura punctului de rouă acidă egală cu 150°C, temperatura gazelor de ardere evacuate în atmosferă trebuie să fie de ordinul 180°C (pierderile de căldură cu gazele de coş sînt mai mari, decît în cazul combustibililor fără S). Pentru calcularea punctului de rouă acidă se poate admite că 5 .. . 10% din SO_2 trec în SO_s.

Dificultăţile produse de sulf justifică necesitatea eliminării lui din diverşii combustibili, prin hidrofinare, şi confirmă calitatea superioară a titeiurilor nesulfuroase.

2.

PROCESE DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

2.1. MODURI ŞI REGIMURI DE TRANSFER DE CĂLDURA

între două corpuri cu temperaturi diferite, sau în interiorul unui corp între două zone cu temperaturi diferite, are loc un proces de transfer de căldură *de la sine,* transferîndu-se întotdeauna căldură de la corpul cald către corpul rece.

în instalaţiile industriale se întîlneşte o mare diversitate de procese de transfer de căldură, dorite sau nedorite. în cuptoare, schimbătoare de căldură etc. se urmăreşte întotdeauna realizarea unui transfer de căldură cit mai intens între cele două fluide de lucru cu temperaturi diferite. în cazul transportului agenţilor de încălzire sau al agenţilor frigorifici prin conducte, în cazul necesităţii de a menţine într-o incintă o temperatură mai mare sau o temperatură mai mică decît temperatura atmosferică etc. dimpotrivă se urmăreşte întotdeauna o reducere cît mai mare a transferului de căldură dintre sistem şi mediul ambiant.

Cunoaşterea fenomenologică a proceselor de transfer de căldură, cunoaşterea legilor transferului de căldură sînt utile, atît pentru operarea în condiţii optime a instalaţiilor în care au loc procese de transfer de căldură, cît şi pentru proiectarea diverselor aparate sau instalaţii în care au loc asemenea procese.

Procesele de transfer de căldură sînt fenomene complexe, în care însă se pot deosebi trei *moduri de transfer de căldură* caracteristice: conducţia, convecţia şi radiaţia. în majoritatea cazurilor practice de transfer de căldură se întîlnesc toate aceste trei moduri de transfer, ele fiind prezente fie în serie, fie în paralel, fie într-o combinaţie mixtă.

Conducţia este un mod de transfer de căldură specific interiorului corpurilor solide, care se caracterizează prin transferul de energie de la o particulă la alta, din zona cu temperatură mai mare către zona cu temperatură mai mică. Rolul principal în acest transfer de energie revine unor particule constitutive ale substanţei. în unele cazuri, conducţia se produce prin intermediul ciocnirilor dintre electroni, iar în alte cazuri, prin intermediul mişcărilor vibratorii ale ionilor din reţeaua structurală a corpului. Conducţia se întîlneşte şi la fluide, atunci cînd acestea nu prezintă mişcări macroscopice sau atunci cînd acestea se află într-o peliculă subţire care curge laminar, transferul de căldură avînd loc transversal pe direcţia curentului. în cazul gazelor în special, conducţia se realizează prin intermediul ciocnirilor dintre molecule.

Convecția este un mod de transfer specific schimbului de căldură dintre un solid și un fluid, care se caracterizează prin mișcarea macroscopică a fluidului, pe lingă suprafața solidului cu care schimbă căldură. Primirea sau cedarea energiei termice de către fluid, prin variația energiei cinetice si potențiale a moleculelor sale, are însă un caracter microscopic. Mișcarea fluidului care schimbă căldură cu un solid poate fi *liberă* (cazul în care mișcarea se datorează diferențelor de densitate din masa fluidului, cauzate de diferențele de temperatură) sau *forțată* (cazul în care mișcarea fluidului se realizează prin intermediul unor acțiuni mecanice din exterior). Prin schimb de căldură, fluidul se poate încălzi, se poate răci sau își poate schimba starea de agregare (vaporizare, condensare).

Radiația este un mod de transfer de căldură care constă în transferul de energie de la un corp care emite radiații către un corp care absoarbe radiații, prin intermediul unor unde electromagnetice caracteristice. Transformarea energiei termice în energie electromagnetică de radiație, la corpul emițător, și transformarea inversă, a energiei electromagnetice de radiație în energie termică, la corpul receptor, au un caracter cuantic, corpuscular. Cînd două corpuri, care emit și absorb reciproc radiații, au temperaturi diferite, se constată un transfer efectiv de căldură, de la corpul cu temperatură mai mare către corpul cu temperatură mai mică. Spre deosebire de conducție și convecție, radiația se manifestă la orice distanță între corpurile care schimbă căldură, iar radiațiile termice, ca și celelalte unde electromagnetice, se propagă și prin vid.

într-un corp cu temperatură neuniformă care prezintă, în ansamblu, o variație de temperatură (încălzire sau răcire), temperatura unui punct oarecare trebuie definită prin poziția punctului și prin timp:

$$t=f(x, y, z, \tau)$$

Ansamblul valorilor temperaturii prin care se caracterizează un corp se numește *cîmp de temperatură* iar funcția anterioară este expresia cea mai generală a cîmpului de temperatură. Dacă valorile temperaturii nu variază în timp, transferul de căldură se realizează în *regim staționar* (cîmp de temperatură staționar), iar dacă ele variază în timp, transferul de căldură se realizează în *regim nestaționar* (cîmp de temperatură nestaționar).

Cum temperatura într-un corp poate varia după una, două sau toate cele trei coordonate ale spațiului, cîmpul de temperatură poate fi unidirecțional, bidirecțional sau tridirecțional *(transfer de căldură uni, bi sau tridirecțional)*.

în instalațiile tehnologice, marea majoritate a proceselor de transfer de căldură decurg în regim staționar. De exemplu, temperaturile interioară și exterioară ale unui perete, al focarului unui cuptor, sînt practic constante în timp, în tot timpul funcționării cuptorului. Datorită acestui fapt, marea majoritate a cercetărilor teoretice și experimentale privind transferul de căldură se referă la regimul staționar.

Spre deosebire de convecție și radiație, la care regimul nestaționar a fost foarte puțin studiat, conducția în regim nestaționar este în prezent satisfăcător rezolvată pentru necesitățile practice.

în cele ce urmează se analizează principalele aspecte ale proceselor de transfer de căldură întîlnite în instalațiile tehnologice din rafinării și combinate petrochimice, procese care decurg în regim staționar (conducția în regim nestaționar nu prezintă un interes deosebit pentru astfel de instalații).

Unele probleme specifice de transfer de căldură prin convecție și radiație, care depind de construcția schimbătoarelor de căldură sau a cuptoarelor tubulare, vor fi analizate în capitolele respective. Dintre aceste probleme specifice fac parte: convecția în cazul secțiunilor de curgere variabile (în mantaua schimbătoarelor de căldură prevăzute cu șicane transversale, în secția de convecție a cuptoarelor), convecția în cazul suprafețelor de schimb de căldură nervurate (în răcitoare și condensatoare cu aer etc), transferul de căldură în vaporizatoare și condensatoare, radiația gazelor de ardere și a flăcărilor (în cuptoare), transferul de căldură prin contact direct (în turnuri de răcire etc), diferența medie de temperatură între două fluide care schimbă căldură (în schimbătoare de căldură) etc.

2.2. TRANSFERUL DE CĂLDURA PRIN CONDUCTIE ÎN REGIM STAȚIONAR

2.2.1. LEGEA LUI FOURIER

Intr-un corp solid cu temperatură neuniformă are loc un proces de transfer de căldură, prin conducție, din zona cu temperatură mai mare către zona cu temperatură mai mică. Se înțelege prin *suprafață izotermică,* locul geometric al punctelor care au aceeași temperatură și, evident, transferul de căldură nu se poate face decît pe direcții care intersectează astfel de suprafețe.

Fie o secțiune printr-un asemenea corp (fig. 2.1) în care apar profilurile a două suprafețe izotermice: *t* și t+At. Se notează cu An distanța între aceste două suprafețe, luată pe normala la suprafața *t,* într-un punct oarecare O. Se definește prin *gradient de temperatură* limita raportului Ai/An cînd An tinde către zero:

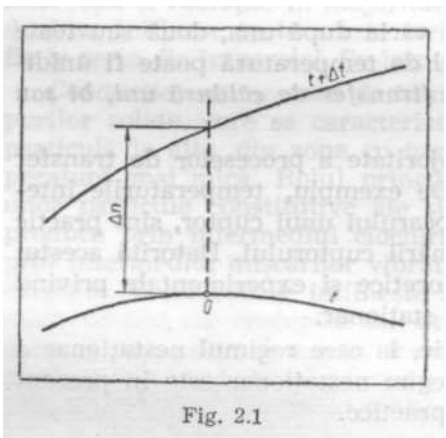


Fig. 2.1

$$\operatorname{grad} t = \lim_{\Delta n \to 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{dt}{dn} \qquad (2.1)$$

Se înțelege prin *cădere de temperatură — dt/dn,* adică gradientul de temperatură luat cu semnul minus.

J. Fourier a formulat, pe baza observațiilor experimentale, legea care îi poartă numele și pe baza căreia se dezvoltă tot studiul conducției, lege care

exprimă proporţionalitatea căldurii transmise în unitatea de timp *(flux termic)* cu aria secţiunii normale de transfer de căldură şi cu căderea de temperatură (căldura se transmite în sensul scăderii temperaturii):

$$Q = X\,A\,(-\pounds) \qquad (2.2)$$

In această relaţie, coeficientul de proporţionalitate X poartă numele de *conductivitate termică.*

Fluxul termic corespunzător unităţii de secţiune *(Q/A)* se numeşte *ilux termic specific* sau *tensiune termică.*

2.2.2. CONDUCTIVITATEA TERMICĂ

Din legea lui Fourier rezultă expresia şi semnificaţia fizică a conductivităţii termice:

$$\lambda = -\frac{Q\,dn}{A\,dt}$$

Conductivitatea termică reprezintă căldura care se transmite prin conducţie, în unitatea de timp, printr-o secţiune normală pe direcţia transferului de căldură egală cu unitatea de arie, între două suprafeţe izotermice distanţate cu unitatea de lungime şi avînd o diferenţă de temperatură egală cu unitatea de temperatură.

Din condiţia de omogenitate dimensională a relaţiei anterioare, rezultă pentru X, în Sistemul Internaţional de unităţi de măsură, următoarele dimensiuni:

$$\lambda = \left[\frac{Jm}{sm^2K} = \frac{kgm}{s^3K} = \frac{W}{mK} = \frac{W}{m\,^0C}\right]$$

Cum scara de temperatură Celsius este tolerată nelimitat, în dimensiunile lui X diferenţa de temperatură poate fi simbolizată şi prin °C.

In continuare se redau relaţiile de echivalenţă dintre dimensiunile lui X în principalele vechi sisteme de unităţi de măsură şi dimensiunile lui X în 3.1, actual:

$$1\ kcal/mh°C = 1{,}163\ W/m°C$$
$$1\ Btu/fthr°F = 1{,}73\ W/m°C$$

Conductivitatea termică este o proprietate fizică, care poate fi determinată experimental sau care poate fi calculată empiric, în funcţie de alte proprietăţi fizice. X variază cu natura corpului, cu starea sa de agregare, cu temperatura şi presiunea, cu umiditatea corpului (X creşte, cu creşterea umidităţii), cu porozitatea (X este mai mic la corpurile poroase decît la cele neporoase), cu natura şi concentraţia impurităţilor conţinute de corp etc.

Solidele au, în medie, conductivităţi termice mari. Pentru *metale* X variază aproximativ între 10 şi 420 W/m°C iar pentru *nemetale* (materiale termoizolante, materiale refractare, materiale de construcţie etc.) între 0,01 si 3 W/m°C.

In tabelele 2.1, 2.2 și 2.3 sînt redate valorile conductivității termice pentru unele materiale solide (metale, aliaje metalice și nemetale). Se constată că valorile maxime ale conductivității termice aparțin acelor metale care au și conductivitate electrică maximă (cupru, aluminiu).

La materiale neomogene, \ este o conductivitate termică echivalentă.

Pentru majoritatea corpurilor solide X variază aproximativ liniar cu temnpr^frira-

$$\lambda = a + bt, \qquad (2.4)$$

TABELUL 2.1

Conductivitatea termică λ, [W/m·°C], a unor metale în stare solidă

Metalul	t, [°C]							
	−100	0	100	200	300	400	500	600
Aluminiu	—	230	225	—	222	—	209	—
Cupru	407	386	—	374	—	364	—	353
Fier	—	73,3	67,5	61,6	—	48,9	—	38,4
Magneziu	180	172	167	163	—	—	—	—
Molibden	147	142	138	—	—	—	—	—
Nichel	96,4	88,0	83,8	75,4	62,8	—	58,6	—
Plumb	37,7	33,5	—	—	—	—	16,8	—
Staniu	75,4	67,1	62,8	58,6	—	—	33,5	—
Zinc	—	126	105	—	101	—	—	—

TABELUL 2.2

Conductivitatea termică λ, [W/m·°C], a unor aliaje metalice, în stare solidă

Aliajul	t, [°C]						
	0	100	200	300	400	500	600
Oțel carbon 0,6% C	—	41,9	—	—	—	—	33,7
Oțel carbon 1,5% C	—	37,2	—	36,1	—	—	33,7
Oțel aliat 14% Cr	24,3	24,9	25,6	—	—	—	—
Oțel aliat 26% Cr	19,7	20,9	22,2	—	23,0	—	—
Oțel aliat 18% Cr; 8% Ni	14,5	15,7	16,8	—	19,8	—	—
Oțel aliat 25% Cr; 20% Ni	—	14,6	—	—	—	21,6	23,5
Oțel aliat 5% Cr; 0,5% Mo	—	36,6	—	35,1	34,2	33,5	32,5
Oțel aliat 20% Mn; 13% Cr	—	14,6	15,9	17,2	18,4	19,7	20,9
Oțel aliat 14% Cr; 14% Ni; 2,4% W	—	15,5	—	18,1	—	—	21,2
Aliaj Ni-Cr 90% Ni; 10% Cr	17,2	18,6	20,9	22,2	24,6	—	—
Aliaj Ni-Cr 80% Ni; 20% Cr	12,2	12,9	15,6	17,2	18,9	—	22,6
Duraluminiu 95% Al; 4% Cu; 0,5% Mg	159,3	181,4	194,2	—	—	—	—
Aliaj pentru pistoane 91,5% Al; 4,6% Cu; 1,8% Ni; 1,5% Mg	143,3	150,8	158,4	—	—	—	—
Aliaj pentru pistoane 84% Al; 12 %Si 1,2% Cu; 1% Ni	134,9	137,1	143,3	—	—	—	—
Alamă 90% Cu; 10% Zn	102,4	117,5	133,8	148,9	166,4	180,3	195,4
Alamă 60% Cu; 40% Zn	105,9	119,7	137,3	152,3	168,6	186,1	200,0
Bronz 90% Cu; 10% Sn	41,9	—	—	—	—	—	—
Bronz 75% Cu; 25% Sn	25,6	—	—	—	—	—	—
Constantan 60% Cu; 40% Ni	22,7	25,6	—	—	—	—	—
Manganină 84% Cu; 12% Mn; 4 %Ni	21,9	26,4	—	—	—	—	—

(a și *b* sînt constante specifice fiecărui corp). Pentru majoritatea metalelor *b* este negativ și deci *K* scade odată cu creșterea temperaturii, iar pentru majoritatea solidelor nemetalice b>0.

în tabelul 2.4 se redau relațiile de variație a lui Ji cu t pentru cîteva materiale solide.

Fluidele (lichidele, vaporii și gazele) au variații caracteristice ale conductivității termice cu temperatura și presiunea. Pentru a se ilustra aceste

TABELUL 2.3

Valori orientative ale conductivității termice λ, [W/m·°C], a unor solide nemetalice la temperatura ambiantă

Materialul	λ, [W/m·°C]	ρ, [kg/m³]
Argilă	0,815	1 800
Asfalt	0,756	2 700
Azbest-placă	0,163	900
Beton	1,280	2 000
Bumbac-vată	0,042	80
Cărămidă roșie	0,768	1 800
Carton	0,140	1 300
Cauciuc	0,157	1 200
Gheață	2,210	920
Ipsos	0,431	1 250
Lemn de brad (transversal pe fibre)	0,116	420
Lemn de stejar (transversal pe fibre)	0,198	820
Nisip uscat	0,326	1 520
Parafină	0,268	920
Piatră de cazan calcaroasă	0,151—2,325	1 000—2 500
Pîslă	0,047	300
Plută (placă)	0,042	150
Porțelan	1,035	2 400
Sticlă	0,745	2 500
Zăpadă	0,105—0,466	200—400

TABELUL 2.4

Relații pentru calcularea conductivității termice λ, [W/m·°C], a unor solide nemetalice
(relațiile se aplică între temperatura ambiantă și temperaturile maxime de utilizare a materialelor respective)

Materialul	Relația de calcul (*t*, [°C])	$\rho, \left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Temperatura maximă de utilizare, [°C]
Azbest (fulgi)	$\lambda=0{,}13033+0{,}0001862\cdot t$	800	700
Cărămidă de diatomit	$\lambda=0{,}1127+0{,}0002326\cdot t$	500—600	850
Cărămidă de șamotă	$\lambda=0{,}83695+0{,}0005815\cdot t$	1 800—1 900	1 400
Diatomit praf	$\lambda=0{,}090667+0{,}000279\cdot t$	400—500	800
Vată de sticlă	$\lambda=0{,}03479+0{,}0002326\cdot t$	200	600
Vată de zgură	$\lambda=0{,}05815+0{,}0001455\cdot t$	170—200	750

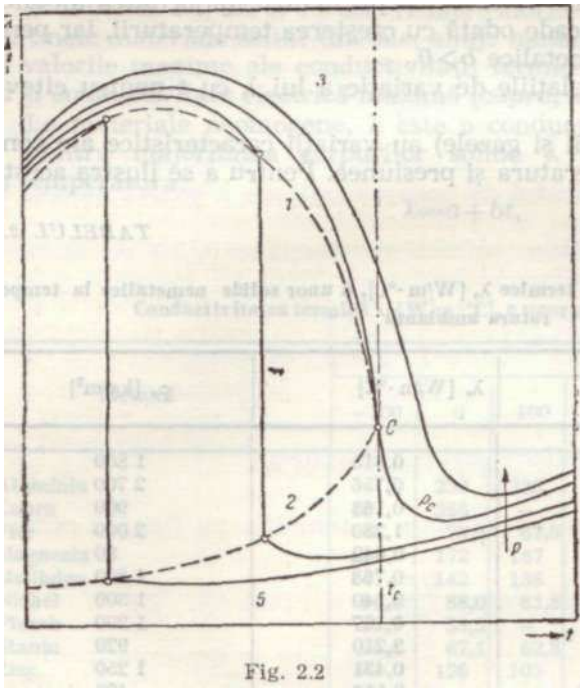


Fig. 2.2

variaţii, în figura 2.2 s-a reprezentat variaţia de principiu a conductivităţii termice cu temperatura, la diverse valori constante ale presiunii, pentru un fluid pur.

In această diagramă apar: curba de saturaţie, compusă din curba de saturaţie a lichidului *1* şi curba de saturaţie a vaporilor *2,* şi izoterma critică *t„* tangentă la curba de saturaţie în punctul critic *C.* Acestea determină în diagramă patru zone caracteristice: zona lichidului *3,* zona amestecului de lichid şi vapori *4,* zona vaporilor supraîncălziţi 5 şi zona gazelor propriu-zise *6.* Cu linii pline sînt trasate mai multe izobare, printre care şi izobara critică p_c.

Din analiza acestei diagrame de principiu rezultă următoarele concluzii;

1 — atît la lichide, cît şi la gaze, conductivitatea termică creşte odată cu creşterea presiunii; influenţa presiunii asupra conductivităţii termice este relativ mică la temperaturi depărtate de temperatura critică:

2 — la presiuni relativ mari, curba de variaţie a conductivităţii termice a lichidelor cu temperatura prezintă un maximum; *X* creşte odată cu creşterea temperaturii la temperaturi mai mici şi scade cu creşterea temperaturii la temperaturi mai mari;

3 — la temperaturi mult mai mari decît temperatura critică, X creşte odată cu creşterea temperaturii gazului;

4 — într-o zonă relativ mare, plasată în jurul punctului critic, influenţele temperaturii şi presiunii asupra conductivităţii termice sînt foarte mari, în special la vaporii supraîncălziţi şi la gaze; în această zonă, curbele X=f (t), trasate la p=ct. prezintă puncte de minimum;

5 — neexistînd date experimentale asupra amestecurilor de lichid şi vapori, nu se poate exprima influenţa titlului de vapori asupra conductivităţii termice a vaporilor saturaţi umezi, decît calitativ: la amestecurile de lichid şi vapori *K* scade odată cu creşterea titlului de vapori (presiunea şi temperatura fiind constante).

Influenţele deosebite ale temperaturii şi presiunii în zona punctului critic nu sînt caracteristice numai conductivităţii termice, ci şi altor proprietăţi fizice ale fluidelor (căldură specifică, viscozitate etc).

Lichidele au conductivităţi termice cuprinse aproximativ între 0,08 şi 80 W/m-°C. Pentru apă, *X* variază aproximativ între 0,4 şi 0,7 W/m-°C, pentru majoritatea lichidelor obişnuite, între 0,08 şi 0,5 W/m-°C iar pentru metale în stare lichidă, între 8 şi 80 W/m-°C. în tabelul 2.5 sînt redate

TABELUL 2.5

Conductivitatea termică λ, [W/m·°C], a unor lichide la presiunea ambiantă

Substanța	t, °C				
	0	20	30	50	75
Hexan	0,142	0,138	—	—	—
Heptan	0,142	0,138	—	—	—
Octan	0,146	—	—	—	0,138
Benzen	—	0,155	—	—	0,146
Toluen	0,151	—	—	0,146	0,134
o-Xilen	0,142	—	—	—	0,138
Clorură de metil	—	—	0,153	—	—
Cloroform	—	—	0,138	—	—
Tetraclorură de carbon	0,117	—	—	—	0,092
Diclordifluormetan	—	0,090	—	—	—
Acid acetic	0,177	—	—	—	0,162
Acid clorhidric 25%	—	—	0,502	—	—
Acid sulfuric 90%	—	—	0,377	—	—
Acid sulfuric 60%	—	—	0,461	—	—
Acid sulfuric 30%	—	—	0,545	—	—
Alcool metilic	0,214	—	—	—	0,205
Alcool etilic	0,188	—	—	0,180	0,176
Alcool etilic 50%	—	0,344	—	0,348	—
Acetonă	0,184	0,180	—	—	—
Anilină	0,172	—	—	—	0,168
Glicerină	—	0,285	—	—	—
Glicerină 50%	—	0,423	—	0,457	—
Amoniac 25%	—	0,451	—	—	—
Clorură de sodiu 25%	—	—	0,502	—	—
Clorură de calciu 30%	—	—	0,545	—	—
Bioxid de carbon (p=82,5 [bar])	—	—	0,084	—	—
Bioxid de sulf (p=5,3 [bar])	—	—	0,193	—	—

valorile lui *X* pentru diverse lichide, în tabelul 2.6 — pentru apă la pre- - unea *atmosferică (împreună cu alte proprietăți fizice), în* tabelul *2.7* — pentru apă la diverse temperaturi și presiuni, iar în tabelul 2.8 — pentru diverse metale lichide (împreună cu alte proprietăți).

TABELUL 2.6

Proprietățile fizice ale apei la presiunea atmosferică

t, [°C]	ρ, [kg/m³]	υ, [m²/s]	c, [kJ/kg·°C]	λ, [W/m·°C]	β, [1/°C]	Pr
0	999,9	$1{,}790 \cdot 10^{-6}$	4,21	0,551	$-0{,}7 \cdot 10^{-4}$	13,675
10	999,7	$1{,}300 \cdot 10^{-6}$	4,19	0,575	$0{,}95 \cdot 10^{-4}$	9,470
20	998,2	$1{,}000 \cdot 10^{-6}$	4,18	0,599	$2{,}1 \cdot 10^{-4}$	6,966
30	*995,7*	*$0{,}805 \cdot 10^{-6}$*	*4,17*	*0,617*	*$3{,}0 \cdot 10^{-4}$*	*5,417*
40	992,2	$0{,}659 \cdot 10^{-6}$	4,17	0,634	$3{,}9 \cdot 10^{-4}$	4,301
50	988,1	$0{,}556 \cdot 10^{-6}$	4,17	0,648	$4{,}6 \cdot 10^{-4}$	3,535
60	983,2	$0{,}479 \cdot 10^{-6}$	4,18	0,660	$5{,}3 \cdot 10^{-4}$	2,983
70	977,8	$0{,}415 \cdot 10^{-6}$	4,19	0,668	$5{,}8 \cdot 10^{-4}$	2,545
80	971,8	$0{,}366 \cdot 10^{-6}$	4,20	0,675	$6{,}3 \cdot 10^{-4}$	2,213
90	965,3	$0{,}326 \cdot 10^{-6}$	4,21	0,681	$7{,}0 \cdot 10^{-4}$	1,945
100	958,4	$0{,}295 \cdot 10^{-6}$	4,22	0,683	$7{,}5 \cdot 10^{-4}$	1,747

In domeniul temperaturilor utilizate practic, pentru majoritatea lichidelor, X scade odată cu creşterea temperaturii. Apa este principalul lichid care face excepţie de la această regulă (la apă X creşte odată cu creşterea temperaturii).

Literatura prezintă numeroase relaţii empirice pentru calcularea conductivităţii termice a lichidelor în funcţie de alte proprietăţi fizice sau pentru exprimarea variaţiei lui X cu temperatura.

TABELUL 2.7

Conductivitatea termică λ, [W/m·°C], a apei la diverse temperaturi şi presiuni

t, [°C]	p, [bar]		
	98,1	196,1	294,2
0	0,555	0,558	0,563
50	0,653	0,657	0,663
100	0,690	0,696	0,702
150	0,693	0,700	0,708
200	0,673	0,680	0,690
250	0,625	0,636	0,648
300	0,542	0,561	0,581
350	—	0,418	0,460

TABELUL 2.8

Proprietăţile fizice ale unor metale lichide la presiunea ambiantă

Metalul	Temperatura de topire, [°C]	Temperatura normală de fierbere, [°C]	t, [°C]	ρ, [kg/m^3]	$10^3 \cdot \mu$, [kg/ms]	c, [kJ/kg·°C]	λ, [W/m·°C]	Pr
Bismut	271	1 477	316	9 980	1,623	0,1444	16,44	0,01426
Bismut	271	1 477	760	9 440	0,788	0,1646	15,57	0,00833
Plumb	328	1 737	372	10 510	2,395	0,1591	16,1	0,02367
Plumb	328	1 737	705	10 110	1,37	0,1549	14,9	0,01424
Litiu	179	1 318	205	505	0,595	4,1868	38,1	0,06538
Litiu	179	1 318	982	441	0,417	4,1868	—	—
Mercur	−39	358	10	13 530	1,593	0,1382	8,13	0,02708
Mercur	−39	358	316	12 810	0,863	0,1340	14,02	0,00825
Potasiu	64	760	149	805	0,372	0,7960	45,0	0,00658
Potasiu	64	760	705	672	0,134	0,7540	33,05	0,00306
Sodiu	98	882	205	900	0,432	1,3400	80,3	0,00721
Sodiu	98	882	705	776	0,179	1,2560	59,7	0,00377
22 %Na+78 %K	19	826	93	846	0,491	0,9470	24,4	0,01906
22 %Na+78 %K	19	826	760	688	0,146	0,8840	—	—
56 %Na+44 %K	−11	783	93	885	0,581	1,1310	25,6	0,02567
56 %Na+44 %K	−11	783	760	738	0,161	1,0430	28,9	0,0581
44,5 %Pb+ +55,5 %Bi	125	1 670	289	10 320	1,756	0,1466	10,73	0,02399
44,5 %Pb+ +55,5 %Bi	125	1 670	649	9 810	1,148	—	—	—

Astfel, pentru calcularea conductivității termice a fracțiunilor petroliere lichide, C. S. Cragoe a stabilit următoarea relație (transformată, pentru a fi aplicabilă în Sistemul Internațional de unități de măsură):

$$\lambda = \frac{0{,}1172 - 6{,}33 \cdot 10^{-5} t}{d_{15}^{15}} \left[\frac{W}{m\,°C}\right] \qquad (2.5)$$

în care djf reprezintă densitatea relativă a produsului petrolier în raport cu apa, ambele la 15°C. Se constată că X scade liniar cu creșterea temperaturii și că *1* este invers proporțional cu densitatea relativă a produsului.

La temperatură constantă, *X* crește cu creșterea presiunii, creșterea fiind sensibilă la presiuni mari. Pe baza unor date experimentale, J. M. Lenoir a stabilit o metodă de calculare a conductivității termice a lichidelor la presiuni superioare presiunii atmosferice (X_2), în funcție de temperatură T și presiune p_2, de parametrii critici T_c și p_c și de valoarea conductivității termice a lichidului l_x la temperatura T și presiunea atmosferică p_x:

$$\lambda_2 = \lambda_1 \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}. \qquad (2.6)$$

Factorii de conductivitate &, și s_2 [se] citesc din figura 2.3 în funcție de temperatura redusă și de presiunile reduse corespunzătoare.

Pentru un amestec de mai multe lichide, conductivitatea termică medie poate fi calculată cu ajutorul relației empirice:

$$\lambda = \sum_1^n (\lambda_i g_i), \qquad (2.7)$$

în care *gi* reprezintă fracțiile masice ale componenților, sau al relației:

$$\lambda = \sum_1^n (\lambda_i x_i) \qquad (2.8)$$

în care Xj sînt fracțiile molare.

Se recomandă să se lucreze cu valoarea mai mică a conductivității termice medii.

Gazele (sau vaporii) au conductivități termice cuprinse aproximativ între 0,005 și 0,6 W/m.°C. în tabelele 2.9 și 2.10 se redau valorile lui *X* pentru diverse gaze și vapori, la diverse temperaturi și la o presiune egală sau mai mică decît presiunea atmosfe-

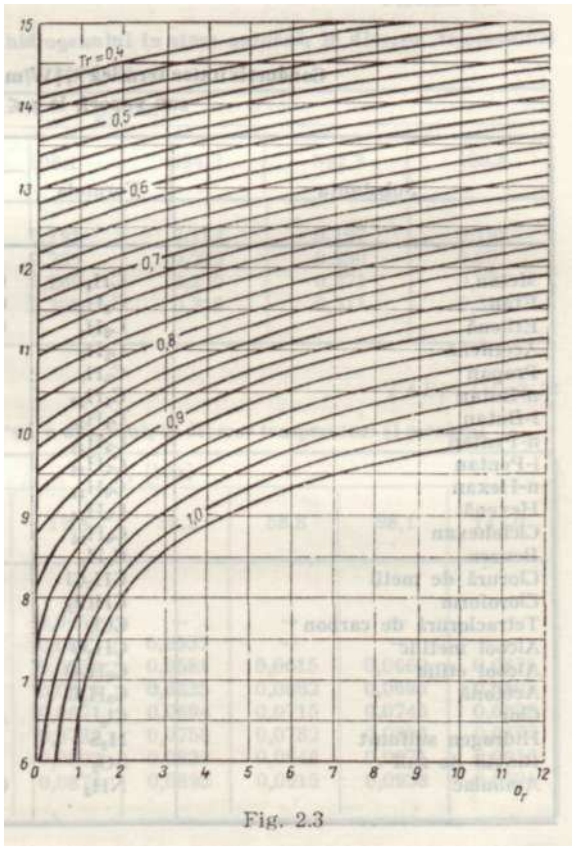


Fig. 2.3

TABELUL 2.9

Conductivitatea termică λ, [W/m °C], a unor gaze la presiunea atmosferică

t, [°C]	CO_2	CO	H_2O	H_2	N_2	O_2	Aer
0	0,0147	0,0233	—	0,1743	0,0243	0,0247	0,0244
100	0,0228	0,0301	0,0239	0,2164	0,0315	0,0329	0,0321
200	0,0309	0,0365	0,0330	0,2582	0,0385	0,0407	0,0393
300	0,0391	0,0426	0,0434	0,3000	0,0449	0,0481	0,0461
400	0,0472	0,0485	0,0550	0,3417	0,0507	0,0550	0,0521
500	0,0549	0,0541	0,0680	0,3836	0,0558	0,0616	0,0575
600	0,0621	0,0597	0,0822	0,4260	0,0603	0,0674	0,0622
700	0,0688	0,0651	0,0980	0,4674	0,0642	0,0728	0,0671
800	0,0752	0,0702	0,1161	0,5090	0,0674	0,0777	0,0718
900	0,0809	0,0755	0,1332	0,5515	0,0702	0,0820	0,0763
1 000	0,0863	0,0806	0,1523	0,5930	0,0723	0,0858	0,0807

rică. Se constată că, în general, $<X$ crește odată cu creșterea temperaturii, în tabelul 2.11 sînt redate valorile lui X (împreună cu alte proprietăți fizice) pentru aer, la presiunea atmosferică și diverse temperaturi. în tabelele 2.12 și 2.13 se redau variațiile lui X cu presiunea și temperatura, pentru hidrogen și, respectiv, pentru abur. Se constată că $\cdot X$ crește odată cu creșterea presiunii și că, la presiuni și temperaturi relativ depărtate

TABELUL 2.10

Conductivitatea termică λ, [W/m °C], a unor gaze sau vapori, la $p \leqslant p_{atm}$

Substanța	Formula	t, [°C]			
		−50	0	50	100
Metan	CH_4	0,0243	0,0306	—	—
Etan	C_2H_6	0,0134	0,0180	0,0251	0,0322
Etilenă	C_2H_4	0,0130	0,0167	—	0,0268
Acetilenă	C_2H_2	—	0,0184	—	—
Propan	C_3H_8	—	0,0151	—	—
n-Butan	C_4H_{10}	—	0,0134	—	—
i-Butan	C_4H_{10}	—	0,0138	—	—
n-Pentan	C_5H_{12}	—	0,0130	—	—
i-Pentan	C_5H_{12}	—	0,0126	0,0167	0,0218
n-Hexan	C_6H_{14}	—	0,0126	—	—
Hexenă	C_6H_{12}	—	0,0100	—	0,0184
Ciclohexan	C_6H_{12}	—	—	—	0,0176
Benzen	C_6H_6	—	0,0088	0,0126	0,0172
Clorură de metil	CH_3Cl	—	0,0092	0,0126	0,0159
Cloroform	$CHCl_3$	—	0,0063	0,0080	0,0100
Tetraclorură de carbon	CCl_4	—	0,0059	0,0071	0,0088
Alcool metilic	CH_4O	—	0,0142	—	0,0218
Alcool etilic	C_2H_6O	—	0,0138	0,0176	0,0209
Acetonă	C_3H_6O	—	0,0096	0,0130	0,0167
Clor	Cl_2	—	0,0080	—	—
Hidrogen sulfurat	H_2S	—	0,0126	—	—
Bioxid de sulf	SO_2	—	0,0084	—	—
Amoniac	NH_3	0,0172	0,0218	—	—

TABELUL 2.11

Proprietățile fizice ale aerului la presiunea atmosferică

t, [°C]	ρ, [kg/m^3]	υ, [m^2/S]	c_p, [kJ/kg·°C]	λ, [W/m °C]	Pr
−20	1,395	$11{,}59 \cdot 10^{-6}$	1,010	0,0228	0,7162
−10	1,342	$12{,}43 \cdot 10^{-6}$	1,010	0,0236	0,7138
0	1,293	$13{,}28 \cdot 10^{-6}$	1,005	0,0244	0,7072
10	1,247	$14{,}16 \cdot 10^{-6}$	1,005	0,0251	0,7070
20	1,205	$15{,}06 \cdot 10^{-6}$	1,005	0,0259	0,7042
30	1,165	$16{,}00 \cdot 10^{-6}$	1,005	0,0267	0,7016
40	1,128	$16{,}96 \cdot 10^{-6}$	1,005	0,0276	0,6966
50	1,093	$17{,}95 \cdot 10^{-6}$	1,005	0,0283	0,6967
60	1,060	$18{,}97 \cdot 10^{-6}$	1,005	0,0289	0,6993
70	1,029	$20{,}02 \cdot 10^{-6}$	1,010	0,0297	0,7006
80	1,000	$21{,}06 \cdot 10^{-6}$	1,010	0,0305	0,6974
90	0,972	$22{,}10 \cdot 10^{-6}$	1,010	0,0313	0,6932
100	0,946	$23{,}13 \cdot 10^{-6}$	1,010	0,0321	0,6885
120	0,898	$25{,}45 \cdot 10^{-6}$	1,010	0,0334	0,6911
140	0,854	$27{,}80 \cdot 10^{-6}$	1,013	0,0349	0,6891
160	0,815	$30{,}09 \cdot 10^{-6}$	1,017	0,0364	0,6852
180	0,779	$32{,}49 \cdot 10^{-6}$	1,021	0,0378	0,6836
200	0,746	$34{,}85 \cdot 10^{-6}$	1,026	0,0393	0,6787

TABELUL 2.12

Conductivitatea termică λ, [W/m °C], a hidrogenului în stare gazoasă, la diverse temperaturi și presiuni

t, [°C]	p, [bar]					
	0,981	98,1	196,1	294,2	392,3	490,3
15	0,179	0,184	0,191	0,194	0,197	0,198
100	0,220	0,222	0,227	0,229	0,230	0,231
200	0,264	0,265	0,269	0,270	0,271	0,272
300	0,307	0,308	0,309	0,310	0,311	0,312

TABELUL 2.13

Conductivitatea termică λ, [W/m °C], a aburului, la diverse temperaturi și presiuni

t, [°C]	p, [bar]						
	0,981	9,81	19,6	39,2	58,8	98,1	147,0
200	0,0337	—	—	—	—	—	—
250	0,0398	0,0418	0,0450	—	—	—	—
300	0,0457	0,0477	0,0502	0,0537	—	—	—
350	0,0513	0,0533	0,0556	0,0581	0,0615	0,0660	0,0876
400	0,0571	0,0590	0,0611	0,0635	0,0662	0,0695	0,0805
450	0,0633	0,0651	0,0671	0,0694	0,0715	0,0745	0,0828
500	0,0701	0,0718	0,0738	0,0758	0,0782	0,0806	0,0877
550	0,0768	0,0784	0,0803	0,0825	0,0846	0,0871	0,0956
600	0,0839	0,0855	0,0874	0,0893	0,0915	0,0938	0,0996

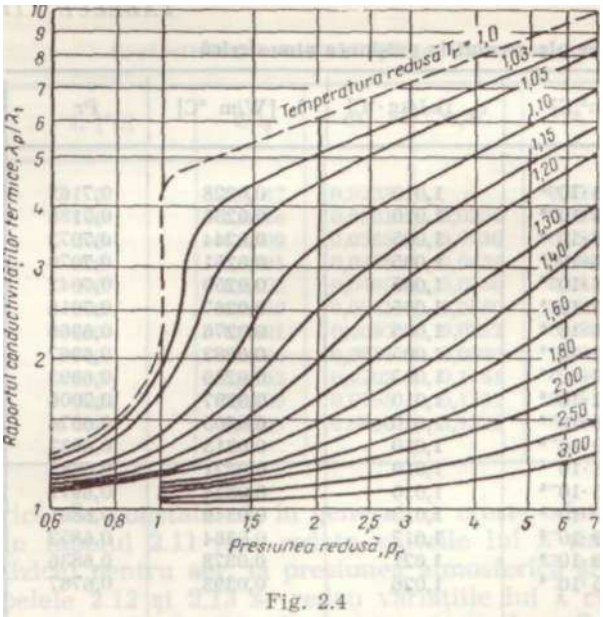


Fig. 2.4

de punctul critic, \ crește odată cu creșterea temperaturii. Trebuie remarcat și faptul că hidrogenul are o conductivitate termică mult mai mare decît celelalte gaze sau vapori.

La gaze, ca și la lichide, s-au stabilit numeroase relații empirice pentru calcularea lui X în funcție de alte proprietăți fizice, sau pentru exprimarea variației lui X cu temperatura.

Relația lui J. C. Maxwell:

$$\lambda = \left(2{,}25 - \frac{1{,}25}{k}\right) c_p \nu \rho \qquad (2.9)$$

este interesantă prin faptul că ea conduce la concluzia că raportul adimensional, $c_p\nu\rho/X$ este dependent numai de exponentul adiabatic al gazului k. Acest raport are valoarea 0,737 pentru gaze perfecte biatomice, indiferent de temperatură, și valoarea 0,767 pentru gaze perfecte poliatomice. Pentru gaze reale, în majoritatea cazurilor, valorile raportului $c_p\nu\rho/X$ nu diferă cu mai mult de 10% față de valorile corespunzătoare gazelor perfecte.

Acest raport se numește criteriul Prandtl.

în figura 2.4 este redată o diagramă cu care poate fi stabilită, pentru gaze, valoarea conductivității termice la o presiune diferită de presiunea atmosferică X_p, în funcție de valoarea conductivității termice la presiunea atmosferică și aceeași temperatură \, și de valorile parametrilor reduși P T

Pentru un amestec de gaze cu compoziție cunoscută, conductivitatea termică medie poate fi calculată cu relația:

$$\lambda = \sum_1^n (\lambda_i y_i) \qquad (2.10)$$

în care y* sînt fracțiile molare, sau cu relația:

$$\lambda = \frac{\sum_1^n (\lambda_i y_i M_i^{1/3})}{\sum_1^n (y_i M_i^{1/3})} \qquad (2.11)$$

în care Mj sînt masele molare ale componenților.

Pentru un amestec gazos de hidrogen și hidrocarburi, se recomandă următoarea relație pentru calcularea conductivității termice medii:

$$\lambda = \frac{\lambda_{hidrogen}}{1+5{,}27\frac{y}{1-y}} + \frac{\lambda_{hidrocarburi}}{1+0{,}313\frac{1-y}{y}} \qquad (2.12)$$

în care y este fracția molară a hidrocarburilor.

2.2.3. CONDUCTIA PRIN PEREȚI PLANI SIMPLI

Căldura transmisă, în unitatea de timp, prin conducție, în regim staționar, printr-un perete plan omogen de suprafață relativ mare în raport cu grosimea, după direcția x perpendiculară pe perete, poate fi exprimată prin relația lui Fourier:

$$Q = \lambda A\left(-\frac{dt}{dx}\right).$$

Separînd variabilele, admițînd că X este constant și integrînd, rezultă: *i*

$$Q\int_0^{\delta} dx = -\lambda A\int_{t_1}^{t_2} dt$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} A(t_1 - t_2) \qquad (2.13)$$

In această relație (v. fig. 2.5), 8 reprezintă grosimea peretelui (constantă) r_x și t_2 temperaturile pe cele două fețe ale peretelui (uniforme — transmisie unidirecțională) și A — aria secțiunii de transfer de căldură constantă și egală cu aria suprafeței peretelui).

Admițîndu-se pentru \ o variație liniară cu temperatura, relațiile anterioare capătă următoarele forme:

$$Q = (a+bt)A\left(-\frac{dt}{dx}\right)$$

$$Q\int_0^{\delta} dx = -A\int_{t_1}^{t_2} (a+bt)dt$$

$$Q = \frac{a+b\frac{t_1+t_2}{2}}{\delta} A(t_1 - t_2) \qquad (2.14)$$

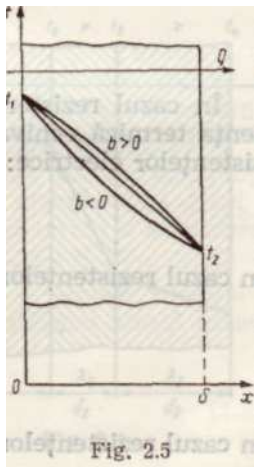


Fig. 2.5

Se constată că valoarea medie a lui X, considerată constantă, în cazul variației liniare cu temperatura, este valoarea corespunzătoare temperaturii medii aritmetice a peretelui.

Dacă la o distanță oarecare x de fața peretelui cu temperatura t_x corespunde temperatura t, se poate

scrie (în regim staționar fluxul termic este constant; in caz contrar temperatura peretelui ar fi variabilă în timp):

$$Q=\frac{\lambda}{\delta}A(t_1-t_2)=\frac{\lambda}{x}A(t_1-t)$$

Din această egalitate rezultă variația lui t cu x (variație liniară):

$$t=t_1-\frac{t_1-t_2}{\delta}x \qquad (2.15)$$

în cazul în care X nu este considerat constant, ci variabil liniar cu temperatura, printr-un procedeu asemănător se poate stabili variația temperaturii în perete, aceasta fiind reprezentată printr-o curbă cu concavitatea în sus (6>0) sau în jos (b<0).

2.2.4. ANALOGIA TERMOELECTRICA

Explicitînd în *legea lui Ohm (I—U/R)* rezistența electrică, se obține următoarea expresie a intensității curentului electric:

$$I=\frac{\sigma}{l}SU \qquad (2.16)$$

în această relație o este conductivitatea electrică, I -- lungimea conductorului și S — aria secțiunii normale a conductorului.

Legea lui Ohm, scrisă sub forma anterioară, este analogă cu legea lui Fourier, a conducției printr-un perete plan simplu:

$$Q=\frac{\lambda}{\delta}A\Delta t.$$

Se constată că diferenței de potențial electric îi corespunde diferența de temperatură, că intensității curentului electric îi corespunde fluxul termic, că conductivității electrice îi corespunde conductivitatea termică etc.

Pe baza analogiei legilor Fourier și Ohm, în transferul de căldură se poate introduce noțiunea de *rezistență termică* care, în cazul peretelui plan simplu, are expresia:

$$R=\frac{\Delta t}{Q}=\frac{\delta}{\lambda A}\left[\frac{^\circ C}{W}\right] \qquad (2.17)$$

în cazul rezistențelor termice prezente în serie sau în paralel, rezistența termică echivalentă se calculează în același mod ca și în cazul rezistențelor electrice:

$$R=\sum_1^n R_i \qquad (2.18)$$

în cazul rezistențelor termice plasate *în serie,* și:

$$R=\frac{1}{\sum_1^n \frac{1}{R_i}} \qquad (2.19)$$

în cazul rezistențelor termice plasate *în paralel.*

Uneori rezistența termică a peretelui plan simplu se exprimă prin relația:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \left[\frac{m^2\,°C}{W}\right], \qquad (2.20)$$

care, corespunzînd unei secțiuni de 1 m^2 este o *rezistență termică specifică*.

2.2.5. CONDUCTIA PRIN PEREȚI PLANI COMPUȘI

în practică se întîlnesc numeroase cazuri de transfer de căldură prin conducție, în regim staționar, prin pereți plani compuși din mai multe straturi, în care transferul se face unidirecțional (perpendicular pe perete). De exemplu, pereții unui cuptor pot fi compuși din trei straturi: cărămidă refractară la interior, un strat din material izolant la mijloc și cărămidă obișnuită la exterior.

în figura 2.6 este redată o secțiune printr-un perete plan compus, în care sînt trecuți parametrii caracteristici transferului de căldură.

Fluxul termic transferat printr-un perete plan compus, la care rezistențele termice sînt plasate în serie, poate fi exprimat prin relația:

$$Q = \frac{\Delta t}{\sum_1^n R_i} = \frac{A(t_1 - t_{n+1})}{\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \qquad (2.21)$$

Se constată că în această relație apar numai temperaturile extreme ale peretelui.

La aceeași relație se poate ajunge și prin metoda explicitării și însumării diferențelor parțiale de temperatură.

Cunoscîndu-se temperaturile extreme ale peretelui, se poate calcula Q cu ajutorul relației anterioare și apoi se pot stabili temperaturile dintre straturi, cu ajutorul relației pentru peretele plan simplu, aplicată fiecărui strat în parte.

Relația stabilită poate fi utilizată pentru calcularea pierderilor de căldură prin diverși pereți plani compuși sau pentru calcularea grosimii stratului izolator, fiind impuse temperaturile extreme și grosimile straturilor și, respectiv, temperaturile extreme, grosimile celorlalte straturi și fluxul termic.

Pentru valori X constante, variația temperaturii în perete arată ca în figura 2.6, segmentul de dreaptă cel mai vertical corespunzînd stratului cu valoare minimă a lui X.

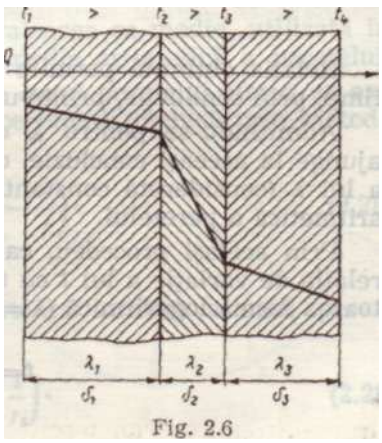
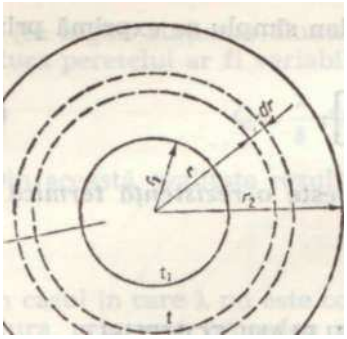


Fig. 2.6



t-dl

Fig. 2.7

2.2.6. CONDUCȚIA PRIN PEREȚI CILINDRICI

în figura 2.7 este redată secțiunea transversală printr-un perete cilindric omogen, la care temperatura de pe suprafața interioară t_y (constantă) este mai mare decît temperatura de pe suprafața exterioară t_2 (constantă). Acest perete are conductivitatea termică X constantă și o lungime finită L. Prin perete se transmite căldură prin conducție, în regim staționar și unidirecțional (datorită simetriei, variația temperaturii este identică pe oricare dintre raze).

Relația lui Fourier, scrisă sub forma:

(2.22)

nu poate fi aplicată direct, deoarece *A,* în cazul peretelui cilindric, nu are valoare constantă. Considerînd o porțiune a peretelui cilindric, de rază r și de grosime infinită mică dr (la care variația lui *A* este neglijabilă) și aplicînd acesteia relația (2.22) se obține:

$$Q = -\backslash 2xrL \rightarrow_{dr}$$

Separînd variabilele și integrînd această ecuație diferențială, rezultă:

$$Qf\pounds^{r}{}_{=}_X2\text{-}LCdt;$$

$$i$$

$$Q = \frac{2nL/.(t_I - l_i)}{} \qquad (2.23)$$

Relația obținută permite calcularea căldurii transmise în unitatea de timp, prin conducție, printr-un perete cilindric simplu.

Admițîndu-se pentru X, o variație liniară cu temperatura, se poate ajunge la aceeași concluzie, ca și în cazul peretelui plan: valoarea medie a lui X (considerată constantă) este valoarea luată la temperatura medie aritmetică a peretelui.

Prin același procedeu, ca și în cazul peretelui plan, se poate stabili relația de variație a lui t cu r, care în cazul peretelui cilindric, are următoarea formă logaritmică (>>.=ct.):

$$t = t_r \qquad \ln - \qquad (2.24)$$

$$\ln$$

Din relația (2.23), ținîndu-se seamă de cele discutate la analogia termoelectrică, rezultă următoarea expresie a rezistenței termice pentru un perete cilindric:

$$R=\frac{\Delta t}{Q}=\frac{1}{2\pi L\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1}. \qquad (2.25)$$

In practică se întîlnesc frecvent cazuri de transmitere a căldurii, prin conducție, prin pereți cilindrici, compuși, pereți formați din mai multe straturi cilindrice concentrice (de exemplu, conducte" izolate). Căldura transmisă în unitatea de timp prin asemenea pereți, la care rezistențele termice sînt plasate în serie, poate fi exprimată prin următoarea relație:

$$Q=\frac{\Delta t}{\sum_1^n Ri}=\frac{2\pi L(t_1-t_{n+1})}{\sum_1^n\left(\frac{1}{\lambda_i}\ln\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}. \qquad (2.26)$$

La aceeași relație se poate ajunge și prin metoda explicitării și însumării diferențelor parțiale de temperatură.

2.2.7. CONDUCȚIA PRIN PEREȚI SFERICI

La un perete sferic omogen, variația temperaturii este identică pe oricare rază. Aplicînd unui asemenea perete, de grosime infinit mică (fig. 2.7), relația (2.22), se obține:

$$Q=-\lambda 4\pi r^2\frac{dt}{dr}.$$

Separînd variabilele și integrînd, rezultă:

$$Q\int_1^2\frac{dr}{r^2}=-\lambda 4\pi\int_1^2 dt;$$

$$Q=\frac{4\pi\lambda(t_1-t_2)}{\frac{1}{r_1}-\frac{1}{r_2}}. \qquad (2.27)$$

Dacă X variază liniar cu temperatura, valoarea sa medie, utilizată în calcul este valoarea luată la temperatura medie aritmetică a peretelui.

Pentru X constant, variația lui t cu r, în cazul peretelui sferic, se exprimă prin următoarea relație de formă hiperbolică (dedusă prin metoda prezentată anterior):

$$t=t_1-\frac{t_1-t_2}{\frac{1}{r_1}-\frac{1}{r_2}}\left(\frac{1}{r_1}-\frac{1}{r}\right). \qquad (2.28)$$

Conform analogiei termoelectrice, rezistența termică a unui perete sferic are expresia:

$$R=\frac{\Delta t}{Q}=\frac{1}{4\pi\lambda}\left(\frac{1}{r_1}-\frac{1}{r_2}\right). \qquad (2.29)$$

Căldura transmisă în unitatea de timp printr-un perete sferic compus din mai multe straturi (rezistențele termice sînt plasate în serie), se exprimă prin următoarea relație:

$$Q=\frac{\Delta t}{\sum_1^n R_i}=\frac{4\pi\,(t_1-t_{n+1})}{\sum_1^n\left[\frac{1}{\lambda_i}\left(\frac{1}{r_i}-\frac{1}{r_{i+1}}\right)\right]}. \qquad (2.30)$$

Relațiile stabilite sînt utile în calculul transmiterii căldurii prin conducție, prin pereții rezervoarelor sferice sau prin capacele coloanelor, schimbătoarelor de căldură tubulare etc. (aceste capace sînt, obișnuit, calote sferice și Q rezultat din relație trebuie înmulțit cu raportul dintre aria suprafeței calotei și aria suprafeței sferei corespunzătoare).

2.2.8. CONDUCTIA PRIN SOL

Schimbul de căldură între suprafața exterioară a unei conducte îngropate și solul înconjurător este o problemă de conducție relativ dificilă. Această problemă a fost rezolvată de către A. L. London, admițîndu-se că temperatura nu variază în lungul conductei și că transmiterea căldurii se face în regim staționar. In figura 2.8 este redată imaginea izotermelor *1* și a liniilor de flux termic constant *2,* în sol, în jurul unei conducte îngropate, într-un plan perpendicular pe axul conductei. Se constată că transmiterea căldurii se face prin sol, de la suprafața conductei către suprafața solului, după direcții normale la suprafețele izotermice.

în forma generală, pentru o conductă de lungime mare în raport cu diametrul său, relația stabilită de London, pentru calcularea pierderilor de căldură ale unei conducte îngropate, are următorul aspect:

$$Q=\frac{\Delta t}{R}=\frac{t_p-t_s}{\frac{1}{2\pi L\lambda_s}\ln\left[\frac{h}{r}+\sqrt{\left(\frac{h}{r}\right)^2-1}\right]} \qquad (2.31)$$

în această relație t_p reprezintă temperatura peretelui conductei, t_s — temperatura solului la o distanță relativ mare de conductă, L — lungimea conductei, r — raza exterioară a conductei, h — distanța de la axul conductei la suprafața solului și X_s — conductivitatea termică a solului (X_s variază aproximativ între 0,3 și 2,3 W/m°C, în funcție, în primul rînd, de umiditatea solului; la umidități medii X_s are pentru humus valoarea 0,9, pentru argilă 1,4 și pentru nisip 1,7 W/m°C).

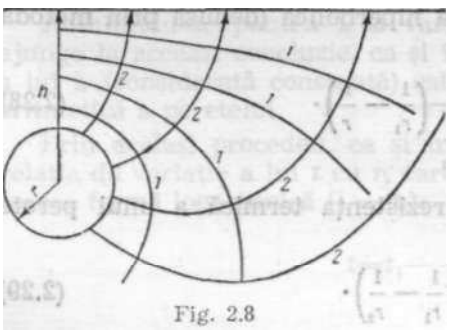


Fig. 2.8

în cazul 7i/r>4, relația (2.31) poate fi simplificată la forma:

$$Q=\frac{\Delta t}{R}=\frac{t_p-t_s}{\frac{1}{2\pi L\lambda_s}\ln\frac{2h}{r}}. \qquad (2.32)$$

Pierderea de căldură prin sol, de la fundul unui rezervor cu temperatura t_p și diametrul d, se poate calcula cu relația:

$$Q = \frac{\Delta t}{R} = \frac{t_p - t_s}{\frac{1}{2d\lambda_s}} \qquad (2.33)$$

Relațiile anterioare se utilizează și în cazul în care se transportă sau se depozitează lichide reci ($t_p < t_s$), absorbindu-se căldură din sol.

Bazinele excavate în sol sînt frecvent utilizate pentru depozitări de hidrocarburi ușoare în fază lichidă, la temperaturi sub 0°C. Absorbția de căldură din sol, prin peretele lateral al unui bazin cilindric (adîncimea h, diametrul d) se exprimă prin relația:

$$Q = \frac{2\pi h\lambda_s(t_s - t_p)}{\ln\frac{4h}{d}} \qquad (2.34)$$

în cazul unei caverne subterane, pentru depozitarea la temperatură joasă a unui gaz lichefiat, absorbția de căldură din sol se calculează cu relația:

$$Q = \frac{2\pi d\lambda_s(t_s - t_p)}{1 - \frac{d}{4h}} \qquad (2.35)$$

în care h este adîncimea la care este plasată caverna, iar d diametrul sferei de arie egală cu aria cavernei.

2.2.9. CONDUCȚIA INTR-UN PERETE CILINDRIC CU SURSA INTERIOARA DE CĂLDURA

în laboratoare se utilizează frecvent reactoare, pentru realizarea unor reacții endotermice la temperaturi ridicate, prevăzute cu încălzire electrică exterioară. în asemenea cazuri (fig. 2.9), la exteriorul peretelui metalic *1* al reactorului se află un strat de șamotă *2,* în care este înglobată rezistența electrică de încălzire, iar la exteriorul acestuia este plasat stratul izolator termic *3,* care micșorează pierderile de căldură către mediul ambiant și care asigură la exterior o temperatură redusă.

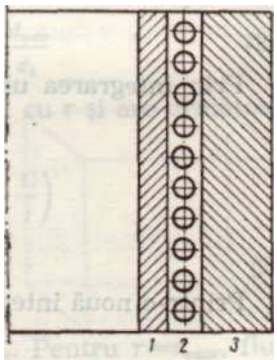


Fig. 2.9

Stratul de șamotă, în care se dezvoltă căldură, constituie peretele cilindric cu sursă interioară de căldură. în studiul analitic al acestei probleme se admite că stratul respectiv este omogen și că dezvoltarea de căldură în strat este uniform repartizată. Fluxul termic dezvoltat de stratul de șamotă se transferă parțial, în scop util, către interiorul reactorului și parțial către mediul ambiant. în peretele metalic al reactorului și în stratul izolator termic, există transferuri de căldură obișnuite, prin conducție în regim staționar (fluxuri termice constante), prin pereți cilindrici omogeni. Pentru

stratul de şamotă, cu sursă interioară de căldură, există probleme specifice, care vor fi analizate în cele ce urmează.

Ecuaţia diferenţială Fourier-Kirchhoff se simplifică la următoarea formă, în cazul în care se aplică la un corp solid (fără sursă interioară de căldură):

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right).$$

în cazul în care în interiorul corpului se dezvoltă (semnul +) sau se consumă (semnul —) căldură, relaţia se scrie sub forma:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) \pm \frac{q}{\rho c_p}$$

în care q reprezintă căldura dezvoltată, sau consumată, în unitatea de timp şi pe unitatea de volum [W/m^3].

In regim staţionar, cu transfer de căldură unidirecţional şi cu dezvoltare de căldură, relaţia se simplifică în continuare la formele:

$$O = \frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{q}{\rho c_p}$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = -\frac{q}{\lambda}$$

Această ultimă relaţie permite studierea conducţiei în regim staţionar, printr-un perete plan omogen cu sursă interioară de căldură, caz mai puţin interesant practic.

In cazul peretelui cilindric, la care temperatura variază numai cu raza, relaţia anterioară poate fi transpusă în coordonate cilindrice:

$$\frac{\mathrm{d}^2 t}{\mathrm{d}r^2} + \frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r} = -\frac{q}{\lambda}$$

Această relaţie poate fi scrisă şi sub următoarele forme:

$$\frac{1}{r}\left(1\,\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r} + r\,\frac{\mathrm{d}^2 t}{\mathrm{d}r^2}\right) = -\frac{q}{\lambda}$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}\left(r\,\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r}\right) = -\frac{q}{\lambda}\,r.$$

Prin integrarea ultimei forme (X este considerat constant) se obţine:

$$r\,\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r} = -\frac{q}{\lambda}\,\frac{r^2}{2} + C$$

$$\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r} = -\frac{qr}{2\lambda} + \frac{C}{r}$$

Printr-o nouă integrare se obţine funcţia t=f(r):

$$t = -\frac{qr^2}{4\lambda} + C \ln r + C'.$$

în figura 2.10 este redată o secțiune prin peretele de șamotă, în care indicele 1 se referă la suprafața interioară, iar indicele 2 la suprafața exterioară.

Cum la $r = r_1$ corespunde $t=t_u$ iar la $r—r_2$ corespunde $t=t_2$, se poate scrie sistemul:

$$t_1 = -\frac{qr_1^2}{4\lambda} + C \ln r_1 + C'$$

$$t_2 = -\frac{qr_2^2}{4\lambda} + C \ln r_2 + C'$$

care permite stabilirea valorilor constantelor de integrare:

$$t_2 - t_1 = \frac{q}{4\lambda}(r_1^2 - r_2^2) + C \ln \frac{r_2}{r_1}$$

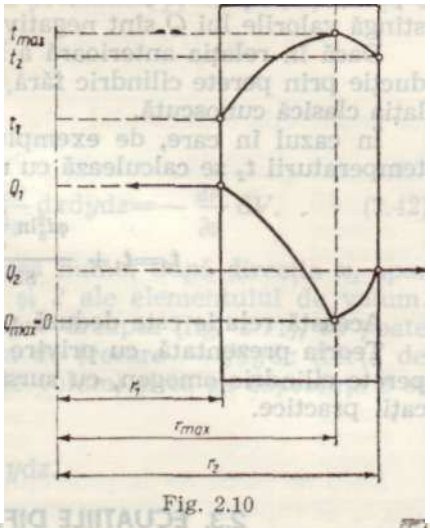


Fig. 2.10

$$C = \frac{\frac{q}{4\lambda}(r_2^2 - r_1^2) + (t_2 - t_1)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{\frac{q}{16\lambda}(d_2^2 - d_1^2) + (t_2 - t_1)}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \qquad (2.36)$$

$$C' = t_1 + \frac{qr_1^2}{4\lambda} - C \ln r_1 = t_2 + \frac{qr_2^2}{4\lambda} - C \ln r_2.$$

Curba de variație $t=î(r)$ prezintă un punct de maximum (fig. 2.10), pentru care se pot afla t_{max} și raza corespunzătoare r_{mox}:

$$\frac{dt}{dr} = 0 = -\frac{qr_{max}}{2\lambda} + \frac{C}{r_{max}}$$

$$r_{max} = \sqrt{\frac{2\lambda}{q} C}; \quad d_{max} = \sqrt{\frac{8\lambda}{q} C}; \qquad (2.37)$$

$$t_{max} = -\frac{qr_{max}^2}{4\lambda} + C \ln r_{max} + C'$$

Prin înlocuirea lui C", această ultimă relație se poate aduce la forma:

$$t_{max} = t_1 - \frac{q}{16\lambda}(d_{max}^2 - d_1^2) + C \ln \frac{d_{max}}{d_1} \qquad (2.38)$$

Fluxul termic în stratul de șamotă este variabil eu r și are următoarea expresie:

$$Q = -\lambda A \frac{dt}{dr} = -\lambda 2\pi r L \left(-\frac{qr}{2\lambda} + \frac{C}{r}\right)$$

$$Q = \lambda \pi d L \left(\frac{qd}{4\lambda} - \frac{2C}{d}\right) \qquad (2.39)$$

Pentru d_x rezultă Q_{lt} iar pentru d_2 rezultă Q_2. Pentru $r = r_{mox}$, fluxul termic corespunzător este nul ($Q_{max}=0$). In figura 2.10 este redată în prin-

cipiu şi variaţia lui Q cu r, luîndu-se pentru Q valori absolute (în partea stingă valorile lui Q sînt negative).

Dacă în relaţia anterioară a lui Q se înlocuieşte C şi se ia q=0 (conducţie prin perete cilindric fără sursă interioară de căldură) se obţine relaţia clasică cunoscută.

In cazul în care, de exemplu, este impusă valoarea lui Q_2, valoarea temperaturii t_2 se calculează cu relaţia:

$$t_2=t_1+\frac{qd_2^2\ln\frac{a_2}{d_1}}{8\lambda}-\frac{q(d_2^2-d_1^2)}{16\lambda}-\frac{Q_2\ln\frac{a_2}{di}}{2\pi\lambda L} \qquad (2.40)$$

Această relaţie este dedusă prin combinarea relaţiilor anterioare.

Teoria prezentată, cu privire la conducţia în regim staţionar printr-un perete cilindric omogen, cu sursă interioară de căldură, are diverse aplicaţii practice.

2.3. ECUAŢIILE DIFERENŢIALE FUNDAMENTALE ALE CONVECŢIEI

Convecţia fiind un mod de schimb de căldură între un fluid şi un solid, în care fluidul se găseşte în mişcare (forţată sau liberă) în raport cu solidul, ecuaţiile fundamentale ale convecţiei sînt, pe de o parte de natură *jluidodinamică,* iar pe de altă parte, de natură *termodinamică.* Dintre numeroasele ecuaţii fluidodinamice existente, în studiul convecţiei este necesară în primul rînd ecuaţia Navier-Stokes, scrisă atît în varianta corespunzătoare curgerii forţate, cît şi în varianta corespunzătoare curgerii libere.

2.3.1. ECUAJIA NAVIER-STOKES PENTRU CURGEREA FORŢATĂ

Această ecuaţie este caracteristică proceselor de curgere forţată în regim nestaţionar, a fluidelor vîscoase, incompresibile.

în figura 2.11 este reprezentat, într-un sistem de coordonate *x, y, z,* un element de volum cu laturile da:, *dy, dz,* dintr-un fluid care se deplasează de sus în jos.

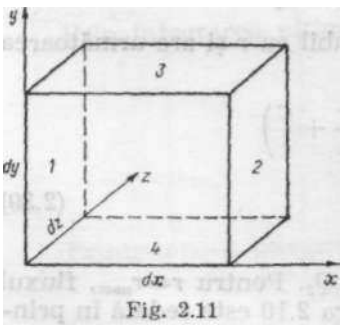


Fig. 2.11

Asupra acestui volum elementar de fluid acţionează trei forţe: greutatea, forţa de presiune şi forţa de frecare.

Proiecţiile acestor forţe, pe axa *y,* sînt redate în cele ce urmează.

Greutatea elementului de volum este egală cu:

$$dV\rho g, \qquad (2.41)$$

în care p este masa specifică a fluidului şi *g* acceleraţia gravitaţională.

Admițînd că pe suprafața 3 se exercită presiunea p, iar pe suprafața *4* presiunea:

$$p+\frac{\partial p}{\partial y}\,dy,$$

forța de presiune rezultantă va fi:

$$p\,dx\,dz-\left(p+\frac{\partial p}{\partial y}\,dy\right)dx\,dz=-\frac{\partial p}{\partial y}\,dx\,dy\,dz=-\frac{\partial p}{\partial y}\,dV. \qquad (2.42)$$

în cazul în care viteza fluidului variază numai după direcția *x,* apar forțe de frecare numai pe suprafețele 2 și 2 ale elementului de volum. Admițînd că viteza crește de la stînga spre dreapta (fig. 2.11), se poate scrie că pe suprafața *1* se exercită forța de frecare — *fdydz* (forța de frecare se opune deplasării elementului de volum) și că pe suprafața *2* se exercită forța de frecare:

$$\left(f+\frac{\partial f}{\partial x}\,dx\right)dy\,dz.$$

Rezultanta acestor două forțe de frecare va fi:

$$\left(f+\frac{\partial f}{\partial x}\,dx\right)dy\,dz-f\,dy\,dz=\frac{\partial f}{\partial x}\,dx\,dy\,dz=\frac{\partial f}{\partial x}\,dV.$$

Cunoscînd că, potrivit legii lui Newton, forța specifică de frecare are expresia:

$$f=\mu\frac{\partial w_y}{\partial x},$$

rezultanta celor două forțe de frecare poate fi scrisă și sub forma:

$$\frac{\partial f}{\partial x}\,dV=\mu\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2}\,dV.$$

în aceste relații u este viscozitatea dinamică a fluidului, iar w_u este proiecția vitezei fluidului pe axa *y*.

Dacă se admite cazul general, în care viteza fluidului variază după toate cele trei direcții, forța de frecare rezultantă va fi:

$$\mu\left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2}\right)dV. \qquad (2.43)$$

Suma proiecțiilor pe axa *y* a celor trei forțe (greutatea, forța de presiune și forța de frecare):

$$\left[\rho g-\frac{\partial p}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2}\right)\right]dV \qquad (2.44)$$

poate fi egalată cu produsul dintre masa și accelerația elementului.

în cazul regimului nestaționar, viteza fluidului, sau oricare dintre proiecțiile ei, variază în timp și spațiu:

$$w_y=(\tau, x, y, z).$$

Diferenţiala lui w_y va fi:

$$dw_y = \frac{\partial w_y}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial w_y}{\partial x} dx + \frac{\partial w_y}{\partial y} dy + \frac{\partial w_y}{\partial z} dz,$$

iar acceleraţia elementului este:

$$\frac{dw_y}{d\tau} = \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + \frac{\partial w_y}{\partial x}\frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial w_y}{\partial y}\frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial w_y}{\partial z}\frac{dz}{d\tau} = \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + \frac{\partial w_y}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_y}{\partial y} W_y + \frac{\partial w_y}{\partial z} w_z \quad (2.45)$$

Egalitatea forţei rezultante cu produsul dintre masă şi acceleraţie constituie ecuaţia Navier-Stokes *(dV* se simplifică):

$$\rho g - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2}\right) = \rho \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + \rho\left(\frac{\partial w_y}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_y}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_y}{\partial z} w_z\right) \quad (2.46)$$

Dacă se pleca de la proiecţiile forţelor caracteristice pe axa *x* sau pe axa *z,* se căpătau relaţii asemănătoare, în care difereau numai indicii (în fond ecuaţia Navier-Stokes este constituită din ansamblul relaţiilor corespunzătoare celor trei proiecţii).

2.3.2. FORJA ASCENSIONALA ŞI ECUAŢIA NAVIER-STOKES PENTRU CURGEREA LIBERA

Forţa ascensională a unui volum de fluid cald (cu temperatura t_p), care dislocuieşte un volum egal de fluid rece (cu temperatura t_f), fluidul fiind acelaşi, iar presiunea constantă, poate fi exprimată prin relaţia:

$$F = V(\rho_{t_f} - \rho_{t_p})g.$$

Din relaţia clasică a variaţiei volumului specific cu temperatura, sub presiune constantă, se poate deduce expresia diferenţei celor două densităţi, în funcţie de coeficientul de dilatare volumică izobară £:

$$v_{t_p} = v_{t_f}[1 + \beta(t_p - t_f)];\quad \frac{1}{\rho_{t_p}} = \frac{1}{\rho_{t_f}}(1 + \beta\Delta t);\quad \rho_{t_f} - \rho_{t_p} = \beta\Delta t \rho_{t_p}$$

Făcînd înlocuirea corespunzătoare, în expresia anterioară a lui *F,* rezultă:

$$F = V\beta\Delta t \rho_{t_p} g; \quad (2.47)$$

$$\frac{F}{V\rho_{t_p} g} = \beta\Delta t. \quad (2.48)$$

Se constată că produsul ^At reprezintă forţa ascensională specifică (corespunzătoare unităţii de greutate) a curenţilor de convecţie liberă.

în tabelele 2.14, 2.15 şi 2.16 sînt redate valorile coeficientului de dilatare volumică izobară pentru cîteva lichide, la temperatura ambiantă şi presiunea atmosferică, pentru n-octan lichid la diverse temperaturi şi presiuni (§ creşte cu creşterea temperaturii şi scade cu creşterea presiunii)

TABELUL 2.14

Valori orientative ale coeficientului de dilatare volumică izobară β, [1/°C], al unor lichide la temperatura ambiantă și presiunea atmosferică

Substanța	β	Substanța	β
Acetonă	0,00143	n-Hexan	0,00135
Acid acetic	0,00107	Mercur	0,00018
Acid azotic	0,00124	Metil-ciclohexan	0,00118
Acid sulfuric	0,00057	n-Octan	0,00114
Alcool etilic	0,00110	n-Pentan	0,00160
Alcool metilic	0,00119	i-Pentan	0,00154
Anilină	0,00084	Sulfură de carbon	0,00118
Benzen	0,00106	Tetraclorură de carbon	0,00122
Ciclohexan	0,00120	Toluen	0,00111
Cloroform	0,00128	o-Xilen	0,00097
Glicerină	0,00050	m-Xilen	0,00099
n-Heptan	0,00124	p-Xilen	0,00102

TABELUL 2.15

Coeficientul de dilatare volumică izobară β, [1/°C], al normal-octanului lichid la diverse temperaturi și presiuni

p, [bar]	t, [°C]				
	100	160	200	240	280
20,3	0,00138	0,00174	0,00225	0,00339	0,00700
40,5	0,00133	0,00163	0,00201	0,00280	0,00485
60,8	0,00129	0,00154	0,00183	0,00239	0,00365
81,0	0,00126	0,00146	0,00169	0,00209	0,00291
101,3	0,00122	0,00139	0,00157	0,00188	0,00242
152,0	0,00116	0,00127	0,00138	0,00153	0,00176
202,6	0,00111	0,00119	0,00128	0,00133	0,00144

TABELUL 2.16

Coeficientul de dilatare volumică izobară β, [1/°C], al apei și aburului, la diverse temperaturi și presiuni

t, [°C]	p, [bar]			
	0,981	98,1	196,1	294,2
150	0,002450	0,001000	0,000975	0,000942
250	0,001940	0,001845	0,001700	0,001584
350	0,001620	0,004060	0,008025	0,004430
450	0,001380	0,002080	0,003560	0,007040
550	0,001210	0,001540	0,001980	0,002600
650	0,001090	0,001270	0,001500	0,001710

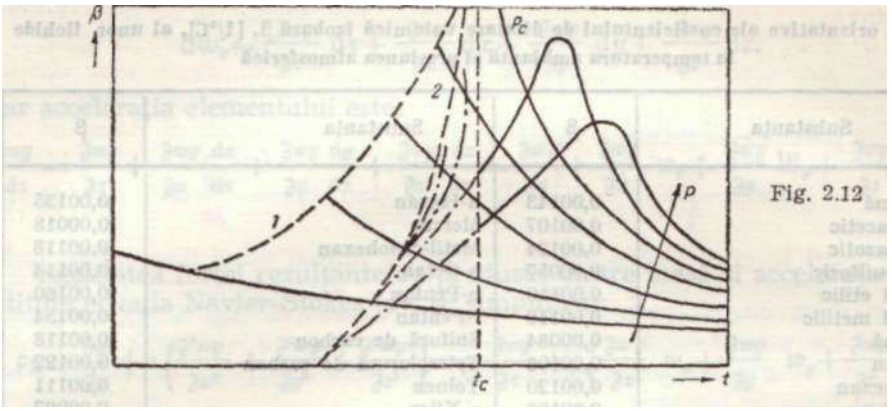


Fig. 2.12

și pentru apă și abur în funcție de temperatură și presiune (la abur P crește cu creșterea presiunii și scade cu creșterea temperaturii).

Variația lui p cu temperatura și presiunea, pentru un fluid în stare gazoasă sau lichidă, este redată în fig. 2.12.

în această figură, *1* reprezintă curba de saturație a vaporilor și *2* curba de saturație a lichidului. Curbele cu linie plină se referă la gaze sau vapori supraîncălziți, iar curbele cu linie și punct la lichid.

Pentru fracțiuni petroliere lichide cu d*°=0,700 . . . 0,950, la presiunea atmosferică și *t=0* . . . 150°C, p poate fi calculat cu ajutorul relației:

$$\beta = \frac{1}{2310 - 6340 d_4^{20} + 5965 (d_4^{20})^2 - t} \qquad (2.49)$$

P crește cu creșterea temperaturii, scade cu creșterea densității relative și are valori cuprinse între $6\text{-}IO^{-4}$ și $15{,}5\text{-}10^{-4}$ [1/°C].

La lichide, cunoscîndu-se variația densității cu temperatura, pentru $t=0{,}5(t_1+t_2)$, într-un interval relativ mic de temperatură, p poate fi calculat cu relația:

$$\beta = \frac{2(\rho_1 - \rho_2)}{(\rho_1 + \rho_2)(t_2 - t_1)}$$

După cum se știe, pentru gaze perfecte, p are expresia:

$$\beta = \frac{1}{T}. \qquad (2.50)$$

Pentru gaze reale, din ecuația Van der Waals, rezultă următoarea relație pentru calcularea lui p.-

$$\beta = \frac{1}{T} \frac{\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b)}{pv - \frac{a}{v} + \frac{2ab}{v^2}} \qquad (2.51)$$

în care a și 6 sînt constantele caracteristice Van der Waals.

Valorile coeficientului de dilatare volumică izobară a fluidelor sînt necesare pentru calcularea forțelor ascensionale ale curenților de convecție liberă.

Dacă în ecuația (2.46) se face — =0 (la curgerea liberă a fluidelor forța de presiune este nulă) și se înlocuiește greutatea specifică cu forța ascensională specifică (corespunzătoare unității de volum), se obține ecuația Navier-Stokes pentru curgerea liberă:

$$-\rho g\beta\Delta t+\mu\left(\frac{\partial^2 wy}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 wy}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 wy}{\partial z^2}\right)=\rho\frac{\partial wy}{\partial \tau}+\rho\left(\frac{\partial wy}{\partial x}\,wx+\frac{\partial wy}{\partial y}\,wy+\frac{\partial wy}{\partial z}\,wz\right) \quad (2.52)$$

(semnul minus al forței ascensionale arată că aceasta este de sens contrar greutății).

2.3.3. NOȚIUNI ELEMENTARE PRIVIND STRATUL LIMITA FLUIDODINAMIC

Imersînd un corp solid într-un fluid aflat în mișcare cu o viteză uniformă, se constată că la suprafața solidului apar neuniformități în circulația fluidului, deoarece forțele de frecare care se manifestă la interfața solid-fluid modifică repartiția vitezei de curgere în masa fluidului din apropierea solidului.

Se definește prin strat limită, zona de fluid din apropierea corpului solid pe lingă care curge fluidul, zonă în care se manifestă forțele de frecare dintre solid și fluid, în care mișcarea fluidului este influențată de prezența solidului și în care apar variații mari ale vitezei de curgere a fluidului.

în cele ce urmează se vor discuta pe scurt principalele probleme ale stratului limită, în cazul în care fluidul și solidul au aceeași temperatură, pentru curgerea unui fluid paralelă cu o placă și pentru curgerea unui fluid prin interiorul unui tub de secțiune circulară. Studiile referitoare la stratul limită au fost inițiate de L. Prandtl și continuate apoi de către numeroși cercetători.

Dacă un fluid, care are inițial o viteză uniformă *w,* vine în contact cu o placă, curgînd paralel cu aceasta, la suprafața plăcii apare stratul limită, în care viteza variază între valoarea 0 (la suprafața plăcii) și valoarea *w* (la extremitatea stratului). în acest strat, curgerea fluidului poate fi laminară sau turbulentă. în apropierea bordului de atac curgerea este întotdeauna laminară a. Ea se poate menține laminară pe toată placa sau poate deveni la un moment dat turbulentă b. în cazul stratului turbulent, la suprafața plăcii există totuși un substrat laminar c, de grosime relativ mică (fig. 2.13).

Distanța față de bordul de atac *x,* la care curgerea devine turbulentă, depinde de viteza inițială a fluidului *w* și de viscozitatea acestuia v. Pe

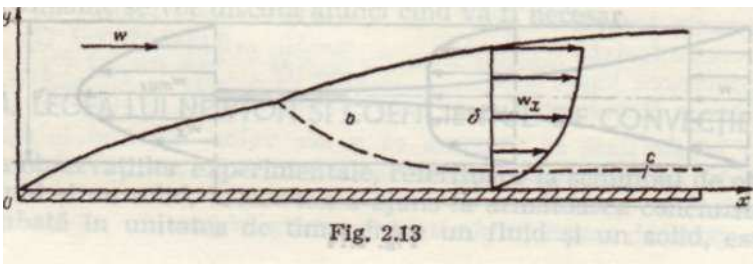


Fig. 2.13

baza unor date experimentale, M. Hansen a ajuns la concluzia că natura curgerii fluidului se schimbă aproximativ la o valoare:

$$Re=\frac{xw}{\nu}=3\cdot 10^5$$

Grosimea stratului limită laminar, la o distanță x de bordul de atac, poate fi calculată cu relația:

$$\delta=4{,}96\,\frac{x}{Re^{1/2}}, \tag{2.53}$$

stabilită pe cale analitică și verificată experimental.

Grosimea stratului limită turbulent se poate calcula cu ajutorul mai multor relații empirice, dintre care mai des utilizată este următoarea:

$$\delta=0{,}376\,\frac{x}{Re^{1/5}}. \tag{2.54}$$

Variația vitezei (după direcția *x)* în stratul limită laminar poate fi exprimată prin relația stabilită de K. Pohlhausen:

$$w_x=w\left(\frac{1{,}5}{\delta}\,y-\frac{0{,}5}{\delta^3}\,y^3\right), \tag{2.55}$$

în care y reprezintă distanța de la suprafața plăcii.

Pentru exprimarea profilului vitezei w_x, în cazul stratului limită turbulent, se poate utiliza relația empirică propusă de T. von Karman:

$$w_x=w\left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7} \tag{2.56}$$

După cum se știe, curgerea unui fluid printr-o conductă de secțiune circulară este laminară la valori:

$$Re=\frac{dw}{\nu}<2\,300,$$

unde *iv* este viteza medie de curgere a fluidului.

In figura 2.14 este redată imaginea stratului limită la curgerea laminară a unui fluid printr-o conductă. Se admite că fluidul intră în conductă cu o viteză uniformă *w*. Se constată că, datorită frecărilor de la interfața solid-fluid, viteza fluidului scade la peretele conductei și crește pe axul conductei. Profilul vitezei este în continuă schimbare pînă la o anumită distanță L_s de la capătul tubului, cînd curgerea se stabilizează.

După H. L. Langhaar, lungimea de stabilizare, în cazul curgerii laminare, se poate calcula cu formula:

$$L_s=0{,}0575\,d\,Re. \tag{2.57}$$

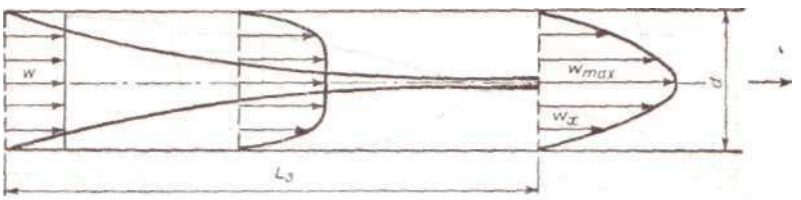


Fig. 2.14

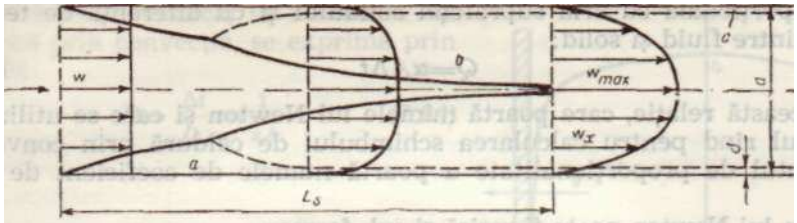


Fig. 2.15

Pe baza ecuației Navier-Stokes, s-a stabilit analitic următoarea relație care redă profilul vitezei la curgerea laminară, stabilizată și izotermică:

$$w_x = 2w\left[1-\left(\frac{y}{r}\right)^2\right], \qquad (2.58)$$

în care *y* este distanța de la axul conductei.

Se constată că pe axul conductei $w_{max}=2w$, deci că viteza maximă este egală cu dublul vitezei medii.

în figura 2.15 este redată imaginea stratului limită la curgerea turbulentă (7îe>2 300) a unui fluid printr-o conductă. Și în acest caz se admite că fluidul intră în conductă cu o viteză uniformă *w*. Se constată că, inițial, apare un strat laminar, care apoi se transformă într-un strat turbulent, că la peretele conductei rămîne permanent un substrat laminar. și că profilul vitezei este în continuă schimbare, pînă la o distanță de capătul tubului:

$$L_s \simeq 50\, d. \qquad (2.59)$$

Grosimea substratului laminar poate fi calculată cu următoarea formulă empirică:

$$\delta = \frac{37{,}2\, d}{Re^{0{,}912}}; \qquad (2.60)$$

în curgerea turbulentă, stabilizată și izotermică, profilul vitezei nu mai este parabolic, ca în cazul curgerii laminare. Raportul dintre viteza medie și viteza maximă are valori cuprinse între 0,76 (pentru fie—5-10^3) și 0,89 (pentru i?e=5-10^6), spre deosebire de curgerea laminară la care acest raport are valoarea 0,5.

Profilul vitezei în secțiunea conductei se poate exprima printr-o relație empirică de forma:

$$w_x = w_{max}\left(1-\frac{y}{r}\right)^n, \qquad (2.61)$$

în care n variază între 1/7 (pentru valori Re mici) și 1/10 (pentru valori Re mari).

Alte probleme ale stratului limită fluidodinamic sau ale stratului limită termodinamic se vor discuta atunci cînd va fi necesar.

2.3.4. LEGEA LUI NEWTON ȘI COEFICIENTUL DE CONVECȚIE

Pe baza observațiilor experimentale, referitoare la schimbul de căldură între un fluid și un solid, I. Newton a ajuns la următoarea concluzie: căldura schimbată în unitatea de timp, între un fluid și un solid, este di-

rect proporțională cu aria suprafeței solidului și cu diferența de temperatură dintre fluid și solid:

$$Q=\alpha A\Delta t \tag{2.62}$$

în această relație, care poartă numele lui Newton și care se utilizează în primul rînd pentru calcularea schimbului de căldură prin convecție, coeficientul de proporționalitate oc poartă numele de coeficient de convecție.

Legea lui Newton poate fi scrisă și sub forma:

$$dQ=\alpha dA\Delta t \tag{2.63}$$

dacă se referă la o suprafață elementară de schimb de căldură.

Coeficientul de convecție:

$$\alpha=\frac{Q}{A\Delta t}$$

reprezintă căldura schimbată, prin convecție, în unitatea de timp, între un fluid și un solid, solidul avînd o suprafață egală cu unitatea de suprafață, iar diferența de temperatură dintre fluid și solid fiind egală cu unitatea de temperatură.

In Sistemul Internațional de unități de măsură, dimensiunile lui a sînt următoarele:

$$\alpha=\left[\frac{J}{sm^2K}=\frac{W}{m^2K}=\frac{kg}{s^3K}=\frac{W}{m^{2\circ}C}\right]$$

Trecerea lui a din principalele vechi sisteme de unități de măsură în Sistemul International se face prin echivalentele:

1 kcal/m^{2}h°C=l,163 W/m^2 °C; 1 Btu/it^{2}hr°F=5,68 W/m^2 °C.

Spre deosebire de conductivitatea termică, coeficientul de convecție depinde de foarte mulți parametri, ca de exemplu: forma și dimensiunile solidului care schimbă căldură cu fluidul, natura curgerii și viteza de curgere a fluidului, diverse proprietăți fizice ale fluidului *(c_p, ți,* p, X, fi etc), accelerația gravitațională, diferența de temperatură dintre solid și fluid etc.

Principala dificultate în calculul schimbului de căldură prin convecție este stabilirea unor relații care să redea dependența dintre a și parametrii de care depinde acesta. în general, relațiile pentru calcularea lui a nu se pot stabili pe cale analitică, ci pe o cale mixtă, completînd, pe baza datelor experimentale, relațiile generale deduse prin teoria similitudinii.

Coeficientul de convecție are limite foarte largi de variație. Pentru orientare, se redau în continuare limitele aproximative de variație a lui a, pentru diverse cazuri de schimb de căldură prin convecție:

convecție liberă — gaze	a= 1 ... 20 [W/m^2 °C]
convecție liberă — lichide	a=20 ... 100 [W/m^2 °C]
convecție forțată — gaze	oc=10 . .. 1000 [W/m^2 °C]
convecție forțată — lichide	ot=50 ... 5 000 [W/m^2 °C]
condensarea vaporilor	a=10^3... IO^5 [W/m^2 °C]
fierberea lichidelor	a=10^3... IO^5 [W/m^2 °C].

Din aceste date se constată că a are valori maxime la convecția cu schimbare de fază, valori medii la convecția forțată și valori minime la convecția liberă și că la convecția în lichide coeficientul de convecție este, în general, mai mare decît la convecția în gaze.

Rezistența termică, la schimbul de căldură prin convecție, se exprimă prin relația:

$$R=\frac{\Delta t}{Q}=\frac{1}{\alpha A}. \qquad (2.64)$$

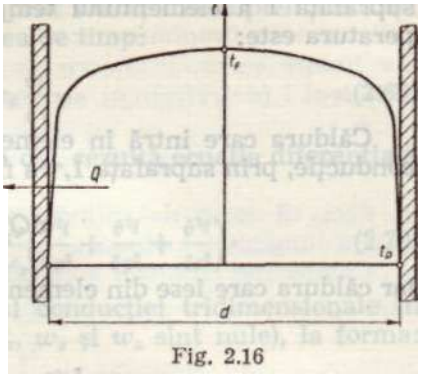


Fig. 2.16

2.3.5. ECUAȚIA NEWTON-FOURIER

In figura 2.16 este redată variația temperaturii unui fluid, la o curgere neizotermică printr-o conductă. Acest profil are aproximativ aceeași formă în toate cazurile, existînd numai mici variații, în funcție de valoarea criteriului Re și de valoarea diferenței de temperatură.

Caracteristic în variația temperaturii fluidului, atît la curgerea forțată, cit și la curgerea liberă, este faptul că, în apropierea solidului, într-o peliculă foarte subțire de fluid, există o cădere foarte mare de temperatură, în afara acestei pelicule, variația temperaturii fluidului este relativ mică. Căderea mare de temperatură din peliculă (pelicula nu trebuie confundată cu stratul limită și nici chiar cu substratul laminar) se explică în următorul mod: viteza fluidului în această peliculă este neglijabilă, transmiterea căldurii în peliculă se face prin conducție, fluidele au o conductivitate termică mică și deci căderea de temperatură corespunzătoare este foarte mare. Grosimea peliculei este foarte greu de determinat, dar se poate aprecia că ea este cu atît mai mică, cu cît viteza medie de curgere a fluidului este mai mare.

Deoarece în regim staționar Q este constant, valoarea lui Q exprimată prin legea lui Newton (căldura schimbată în unitatea de timp, prin convecție, între fluid și solid) se poate egala cu valoarea lui Q exprimată prin legea lui Fourier (căldura transmisă în unitatea de timp, prin conducție, prin peliculă):

$$Q=\alpha A\Delta t=\lambda A\left(-\frac{dt}{dn}\right).$$

Prin simplificarea lui A rezultă ecuația Newton-Fourier, care se utilizează în studiul convecției:

$$\alpha\Delta t=-\lambda\frac{dt}{dn} \qquad (2.65)$$

2.3.6. ECUAJIA FOURIER-KIRCHHOFF

Ecuația Fourier-Kirchhoff este principala ecuație diferențială, de natură termodinamică, necesară în studiul convecției. Ea exprimă variația temperaturii în timp și spațiu, într-un fluid, datorată atît conducției, cît și mișcării fluidului.

Fie un element de volum cu laturile dx, dy și *ăz* (fig. 2.11), fix în spațiu, prin care circulă un fluid cu temperatură neuniformă. Se admite că proprietățile fizice ale fluidului sînt constante, că la un moment dat pe

suprafața 1 a elementului temperatura este t și că pe suprafața 2 temperatura este:

$$t+\frac{\partial t}{\partial x}\,dx.$$

Căldura care intră în elementul de volum, în unitatea de timp, prin conducție, prin suprafața *1,* va fi (conform legii lui Fourier):

$$dQ'_{x_1}=-\lambda dydz\frac{\partial t}{\partial x},$$

iar căldura care iese din element prin suprafața *2* va fi:

$$dQ'_{x_2}=-\lambda dydz\frac{\partial\left(t+\frac{\partial t}{\partial x}dx\right)}{\partial x}.$$

Căldura „acumulată" în element, corespunzătoare conducției după direcția *x,* va fi:

$$dQ'_x=dQ'_{x_1}-dQ'_{x_2}=\lambda dydz\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}dx.$$

In mod asemănător se pot obține și expresiile AQ'_y și dQ^, corespunzătoare celorlalte două direcții.

Global, căldura acumulată în element, corespunzătoare conducției după toate cele trei direcții, va fi:

$$dQ'=dQ'_x+dQ'_y+dQ'_z=\lambda dxdydz\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right). \qquad (2.66)$$

Căldura care intra în elementul de volum, în unitatea de timp, ; suprafața *1,* căldură corespunzătoare deplasării fluidului, se exprimă pi entalpia debitului de fluid și deci:

$$dQ''_{x_1}=w_x dydz\rho c_p t,$$

iar căldura care iese din element prin suprafața *2* este:

$$dQ''_{x_2}=w_x dydz\rho c_p\left(t+\frac{\partial t}{\partial x}dx\right).$$

Căldura „acumulată" în element, corespunzătoare deplasării fluic după direcția *x.* va fi:

$$dQ''_x=dQ''_{x_1}-dQ''_{x_2}=-w_x dydz\rho c_p\frac{\partial t}{\partial x}dx.$$

Asemănător se obțin și expresiile dQ'J, și dQl', corespunzătoare celorlalte direcții.

Căldura acumulată global în element, datorită deplasării fluic după toate cele trei direcții, va fi:

$$dQ''=dQ''_x+dQ''_y+dQ''_z=-\rho c_p dxdydz\left(\frac{\partial t}{\partial x}w_x+\frac{\partial t}{\partial u}w_y+\frac{\partial t}{\partial z}w_z\right) \qquad (2.67)$$

Căldura acumulată în elementul de volum, datorită atît condu: și deplasării fluidului, se exprimă prin: .

$$dQ=dQ'+dQ''=dxdydz\left[\lambda\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right)-\rho c_i\left(\frac{\partial t}{\partial x}w_x+\frac{\partial t}{\partial y}w_y+\frac{\partial t}{\partial z}w_z\right)\right] \qquad (2.68)$$

Valoarea lui dQ poate fi exprimată și prin variația entalpiei cantității de fluid din elementul de volum, în unitatea de timp:

$$dQ = dx\,dy\,dz\,\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau}. \qquad (2.69)$$

Din egalarea celor două expresii ale lui dQ, rezultă ecuația diferențială Fourier-Kirchhof f:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z\right) = \frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right). \qquad (2.70)$$

Această ecuație se simplifică, în cazul conducției tridimensionale în regim nestaționar printr-un corp solid (w_x, w_y și w_z sînt nule), la forma:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right). \qquad (2.71)$$

Raportul $\lambda/\rho c_p$ se notează obișnuit cu a, se exprimă în m^2/s și se numește *difuzivitate termică*. Difuzivitatea termică dă o indicație asupra inerției termice a corpurilor, și anume, cu cît *a* este mai mare, cu atît corpul se încălzește sau se răcește mai rapid.

Ecuația Fourier-Kirchhoff, cu toate că nu este integrabilă în forma generală, este totuși utilă în studiul convecției, în studiul conducției în regim nestaționar, în studiul conducției bidirecționale în regim staționar etc.

2.4. APLICAREA TEORIEI SIMILITUDINII LA STUDIUL CONVECȚIEI

Teoria similitudinii are un cîmp larg de aplicații, ca, de exemplu, In studiul dinamicii fluidelor, în studiul transferului de masă, în studiul proceselor de sedimentare și fluidizare etc. Studiul convecției, sau — mai exact — stabilirea relațiilor pentru calcularea coeficienților de convecție, nu s-ar fi putut efectua cu succes fără ajutorul teoriei similitudinii.

Pentru a se înțelege mai ușor noțiunile și teoremele de bază ale similitudinii proceselor fizice, se va discuta inițial, pentru comparație, similitudinea corpurilor geometrice.

2.4.1. SIMILITUDINEA CORPURILOR GEOMETRICE

Un cilindru (circular, drept) poate fi definit simplu prin lungimea și diametrul său. Fie patru cilindri cu următoarele dimensiuni caracteristice: L_1 și d_1; $L_2 = \frac{1}{2} L_1$ și $d_2 = \frac{1}{2} d_1$; $L_3 = L_1$ și $d_3 = 2\,d_1$; $L_4 = L_1$ și $d_4 = d_1$. Acești cilindri sînt *calitativ identici,* adică fac parte din aceeași clasă de corpuri geometrice (un cilindru, un con, un cub și o sferă, de exemplu, nu sînt corpuri geometrice calitativ identice).

Două corpuri geometrice calitativ identice pot fi: nesimilare, similare (asemenea) sau cantitativ identice.

Corpurile sînt *similare* numai atunci cînd ele admit o *constantă de similitudine a lungimilor* sau, altfel spus, numai atunci cînd dimensiunile lor liniare corespunzătoare sînt proporţionale. Comparînd cilindrul *2* cu cilindrul *1* (de referinţă), se-constată că:

$$\frac{L_2}{L_1}=\frac{d_2}{d_1}=C_l=\frac{1}{2}$$

şi, deci, că aceşti doi cilindri sînt similari (Q este constanta de similitudine a lungimilor, admisă).

Comparînd cilindrul *3* cu cilindrul *1,* se constată că:

$$\frac{L_3}{L_1}=1 \text{ şi } \frac{d_3}{d_1}=2$$

şi, deci, că aceşti doi cilindri sînt *nesimilari* (dimensiunile liniare corespunzătoare nu sînt proporţionale; nu se admite o constantă de similitudine a lungimilor).

Comparînd cilindrul 4 cu cilindrul *1,* se constată că:

$$\frac{L_4}{L_1}=\frac{d_4}{d_1}=C_l=1$$

şi se poate preciza că două corpuri geometrice calitativ identice sînt şi *cantitativ identice,* dacă ele admit o constantă de similitudine a lungimilor egală cu unitatea (identitatea cantitativă este un caz particular al similitudinii).

Cilindrii similari *2* şi *1* admit şi o *constantă de similitudine a suprafeţelor:*

$$C_s=\frac{S_2}{S_1}=\frac{s_2}{s_1},$$

în care *S* reprezintă aria suprafeţei laterale, iar s — aria suprafeţei bazei.

Relaţia dintre C_s şi C_L se poate stabili uşor, pe baza relaţiilor care exprimă suprafeţele în funcţie de lungimile caracteristice:

$$C_s=\frac{\pi d_2 L_2}{\pi d_1 L_1}=\frac{\frac{\pi d_2^2}{4}}{\frac{\pi d_1^2}{4}}=C_l^2 .$$

Din egalitatea de mai sus:

$$\frac{S_2}{S_1}=\frac{s_2}{s_1}$$

rezultă, prin altele:

$$\frac{S_2}{d_2^2}=\frac{S_1}{d_1^2}; \quad \frac{s_2}{d_2 L_2}=\frac{s_1}{d_1 L_1}, \quad \text{sau} \quad \frac{L_2}{d_2}=\frac{L_1}{d_1}$$

şi se constată că, pentru cele două corpuri geometrice similare, se pot scrie diverse rapoarte adimensionale, formate cu ajutorul mărimilor caracteristice şi că aceste rapoarte sînt, respectiv, egale.

Se defineşte prin *criteriu de similitudine geometrică* un raport adimensional, format cu ajutorul mărimilor caracteristice unui corp geometric şi se reţine că două corpuri geometrice calitativ identice admit ace-

leași criterii de similitudine și că aceste criterii sînt, respectiv, egale, dacă corpurile sînt similare.

Simplexul este forma cea mai simplă a unui criteriu de similitudine și este reprezentat de raportul a două mărimi de același fel (de exemplu, două dimensiuni liniare). Simplexul se deosebește de constanta de similitudine prin faptul că el conține două mărimi ale aceluiași corp și nu mărimile corespunzătoare a două corpuri diferite.

Doi cilindri (circulari, drepți) sînt similari, dacă criteriul de similitudine (simplexul) L/d are pentru acești cilindri aceeași valoare. Rezultă deci, că la corpurile geometrice calitativ identice, definite prin două lungimi caracteristice este necesară pentru similitudine egalitatea unui singur criteriu de similitudine.

Două sfere (sau două cuburi) fiind definite printr-o singură lungime caracteristică (diametrul, respectiv latura) nu pot fi nesimilare, ci numai similare, sau, în caz particular, cantitativ identice.

Două paralelipipede, fiind definite prin trei lungimi caracteristice (cele trei laturi), necesită pentru a fi similare egalitatea reciprocă a două criterii de similitudine. Notînd cu *a, b* și c laturile unui paralelipiped, se poate constata ușor că două paralelipipede sînt similare dacă, de exemplu:

$$\frac{a_2}{c_2} = \frac{a_1}{c_1} \quad \text{și} \quad \frac{a_2}{b_2} = \frac{a_1}{b_1}$$

și că, pentru ca aceste paralelipipede să fie similare, nu este suficientă, de exemplu, egalitatea:

$$\frac{a_2 b_2}{c_2^2} = \frac{a_1 b_1}{c_1^2},$$

Noțiunile prezentate în acest paragraf, referitoare la similitudinea corpurilor geometrice, sînt extinse și completate, în continuare, la analiza similitudinii proceselor fizice.

2.4.2. SIMILITUDINEA PROCESELOR FIZICE

Două procese fizice, care nu sînt calitativ identice, nu pot fi niciodată similare (asemenea). în multe cazuri însă, între două procese diferite calitativ, poate exista o *analogie* (asemănare parțială), ca, de exemplu, între un proces de transfer de căldură și un proces de transfer de masă, între un proces de fluidizare și un proces de sedimentare, între conduqția termică și conducția electrică etc.

Două procese calitativ identice pot fi similare (în caz particular și cantitativ identice) sau nesimilare. Sînt similare acele procese fizice calitativ identice care admit constante de similitudine (fizice și geometrice) pentru toate mărimile caracteristice. Dacă toate constantele de similitudine admise sînt egale cu unitatea, cele două procese calitativ identice sînt și cantitativ identice. Dacă cele două procese comparate nu admit constante de similitudine pentru toate mărimile caracteristice, ele nu sînt similare.

Relațiile dintre diversele constante de similitudine admise de două procese similare se pot stabili pe baza relațiilor dintre diversele mărimi

caracteristice proceselor, chiar dacă aceste relații sînt scrise sub formă diferențială.

Pentru două procese fizice calitativ identice, procese care se definesc prin aceleași mărimi caracteristice, se pot scrie aceleași criterii de similitudine (prin *criteriu de similitudine fizică* se înțelege, în general, un raport adimensional, format cu ajutorul unora dintre mărimile care caracterizează procesul fizic). Dacă criteriile de similitudine corespunzătoare celor două procese calitativ identice sînt, respectiv, egale, cele două procese sînt similare, iar dacă criteriile de similitudine nu sînt, respectiv, egale, cele două procese nu sînt similare.

Cele anterioare sînt concentrate în *teorema lui Newton* referitoare la similitudine: *două procese fizice sînt similare, dacă ele admit aceleași criterii de similitudine și dacă acestea sînt, respectiv, egale.*

La analiza similitudinii corpurilor geometrice s-a constatat că numărul minim de criterii de similitudine care trebuie să fie, respectiv, egale, pentru ca două corpuri geometrice calitativ identice să fie similare, este egal cu numărul de mărimi (lungimi) caracteristice prin care se definește corpul, minus unu.

într-o formă generală, constatarea anterioară se exprimă prin *teorema iz a similitudinii: numărul minim de criterii de similitudine independente, care se pot forma cu numărul de mărimi caracteristice prin care se definește un proces fizic, este egal cu diferența dintre numărul de mărimi caracteristice prin care se definește procesul și numărul minim de unități de măsură fundamentale cu care se pot exprima dimeiisiunile mărimilor caracteristice.*

în plus, teorema *iz,* care este atribuită lui E. Buckingham și care poate fi tratată și exprimată analitic, mai conține și următoarea completare: relația care exprimă cantitativ un proces fizic și care se scrie obișnuit ca o funcție a parametrilor ce definesc procesul:

$$f(p_1, p_2, p_3, \ldots, p_n)=0, \tag{2.72}$$

poate fi scrisă și ca o funcție a criteriilor de similitudine caracteristice procesului, criterii formate cu ajutorul parametrilor corespunzători:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \ldots \pi_{n-m})=0, \tag{2.73}$$

în care n reprezintă numărul de parametri, *m* — numărul de unități de măsură fundamentale, iar *n—m* numărul de criterii de similitudine independente.

Criteriile de similitudine caracteristice proceselor de convecție pot fi stabilite pe baza ecuațiilor diferențiale fundamentale sau pe baza parametrilor care definesc procesul, prin metoda analizei dimensionale.

2.4.3. STABILIREA CRITERIILOR DE SIMILITUDINE PE BAZA ECUAȚIILOR DIFERENȚIALE FUNDAMENTALE

Scriind *ecuația Newton-Fourier* pentru două procese de convecție similare sub formele:

$$\alpha \Delta t = -\lambda \frac{dt}{dn}, \tag{2.74}$$

$$\alpha' \Delta t' = -\lambda' \frac{dt'}{dn'} \tag{2.75}$$

și utilizînd constantele de similitudine corespunzătoare:

$$C_\alpha = \frac{\alpha'}{\alpha}; \qquad C_\lambda = \frac{\lambda'}{\lambda}; \qquad C_l = \frac{dn'}{dn} \text{ și } C_t = \frac{\Delta t'}{\Delta t} = \frac{dt'}{dt}$$

m care:

Ci este constanta de similitudine a coeficientului de convecție; *Cx* — constanta de similitudine a conductivității termice; C; — constanta de similitudine a lungimilor; C_t — constanta de similitudine a diferențelor de temperatură, se constată că relația (2.75) poate fi scrisă sub o nouă formă:

$$C_\alpha C_t \alpha \Delta t = -C_\lambda \frac{C_t}{C_l} \lambda \frac{dt}{dn}; \qquad (2.76)$$

Raportînd, membru cu membru, relația (2.76) la relația (2.74), rezultă următoarea relație între constantele de similitudine:

$$C_\alpha = \frac{C_\lambda}{C_l}, \qquad (2.77)$$

înlocuind constantele de similitudine cu rapoartele corespunzătoare, se obține:

$$\frac{\alpha' l'}{\lambda} = \frac{\alpha l}{\lambda}, \qquad (2.78)$$

în care *l* este o lungime caracteristică a solidului care schimbă căldură cu fluidul, iar \ — conductivitatea termică a fluidului.

Criteriul de similitudine stabilit poartă numele lui *W. Nusselt* și se notează astfel:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}. \qquad (2.79)$$

Prin relația (2.78) se constată că două fenomene de convecție similare au criteriul Nusselt numeric egal.

Ecuația diferențială Fourier-Kirchhotf (2.70), simplificată pentru regim staționar *(dt/di=0),* are forma:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z\right) = \frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) \qquad (2.80)$$

Prin același procedeu ca și în cazul anterior, pentru un proces de convecție similar se poate ajunge la relația:

$$\frac{C_t}{C_l} C_w\left(\frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z\right) = \frac{C_\lambda}{C_\rho C_{c_p}} \frac{C_t}{C_l^2} \frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) \qquad (2.81)$$

și, în continuare, la următoarea relație între constantele de similitudine:

$$C_w = \frac{C_\lambda}{C_\rho C_{c_p} C_l}. \qquad (2.82)$$

înlocuind constantele de similitudine cu rapoartele corespunzătoare, pentru fenomenele de convecție similare, se obține următoarea egalitate:

$$\frac{c'_p \rho' l' w'}{\lambda'} = \frac{c_p \rho l w}{\lambda}. \qquad (2.83)$$

Acest criteriu de similitudine poartă numele lui *E. Peclet* și se notează cu:

$$Pe = \frac{c_p \rho l w}{\lambda}. \tag{2.84}$$

Dacă se pornea de la forma inițială a ecuației Fourier-Kirchhoff, nesimplificată pentru regim staționar, s-ar fi obținut în plus încă două criterii de similitudine, dintre care interesant este criteriul lui *Fourier:*

$$Fo = \frac{\lambda \tau}{c_p \rho l^2}, \tag{2.85}$$

caracteristic schimbului de căldură în regim nestaționar.

Ecuația Navier-Stokes pentru curgerea forțată (2.46), simplificată pentru regim staționar *(dw/dz=0),* dacă se neglijează variația presiunii (dp/dy=0) și influența greutății asupra curgerii (pp=0), capătă forma:

$$\mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) = \rho \left(\frac{\partial w_y}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_y}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_y}{\partial z} w_z \right) \tag{2.86}$$

Pentru un proces de convecție similar se poate scrie:

$$C\mu \frac{Cw}{C_l^2} \mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) = C_\rho \frac{C_w^2}{C_l} \rho \left(\frac{\partial w_y}{\partial x} w_x + \frac{\partial w_y}{\partial y} w_y + \frac{\partial w_y}{\partial z} w_z \right) \tag{2.87}$$

în continuare se poate ajunge la următoarele egalități:

$$\frac{C_\mu}{C_l} = C_\rho \, C_w; \tag{2.88}$$

$$\frac{l' w' \rho'}{\mu'} = \frac{l w \rho}{\mu}. \tag{2.89}$$

Criteriul obținut este criteriul lui *O. Reynolds:*

$$Re = \frac{l w \rho}{\mu} = \frac{l w}{\nu}. \tag{2.90}$$

în care *l* este o lungime caracteristică, iar *w* — o viteză caracteristică.

Dacă ecuația Navier-Stokes nu s-ar fi simplificat, s-ar fi obținut în plus încă nouă criterii de similitudine, printre care și criteriul *Euler:*

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2} \tag{2.91}$$

utilizat foarte mult în dinamica fluidelor.

Ecuația Navier-Stokes pentru curgerea liberă (2.52), simplificată pentru regim staționar *(dw/di:=0),* dacă se neglijează accelerația (al doilea membru al ecuației (2.52), care reprezintă produsul dintre masă și accelerație, este nul), capătă forma:

$$\mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) = \rho g \beta \Delta t. \tag{2.92}$$

Pentru un proces de convecție similar, se poate scrie:

$$C\mu \frac{C_w}{C_l^2} \mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) = C_\rho C_g C_\beta C_t \rho g \beta \Delta t. \tag{2.93}$$

în continuare se pot obține următoarele egalități:

$$\frac{C_{\mu}^{m} C_{w}}{C_{l}^{n}} C_{\rho} C_{g} C_{\beta} C_{t}; \tag{2.94}$$

$$\frac{l'^{3}\rho' g' \beta' \Delta t'}{\mu' w'} = \frac{l^{3}\rho g \beta \Delta t}{\mu w}. \tag{2.95}$$

Criteriul de similitudine obținut, neavînd un nume special, se va nota X.

$$X = \frac{l^{3}\rho g \beta \Delta t}{\mu w'} = \frac{l^{3} g \beta \Delta t}{\nu w}. \tag{2.96}$$

2.4.4. RELAȚIILE CRITERIALE GENERALE ALE CONVECTIEI, FARA SCHIMBARE DE FAZA IN REGIM STAȚIONAR

Din ecuațiile diferențiale fundamentale ale convecției, prin efectuarea unor simplificări, s-au obținut criteriile de similitudine termodinamică *Nu* și *Pe* și criteriile de similitudine fluidodinamică *Re* (pentru curgerea forțată) și X (pentru curgerea liberă).

Conform teoremei 7c a similitudinii, pentru procesele de *convecție forțată,* fără schimbare de fază și în regim staționar, se poate scrie o relație criterială sub forma generală:

$$f\,(Nu, Pe, Re) = 0.$$

în general se obișnuiește (nu numai la schimbul de căldură prin convecție) ca relațiile criteriale ale diverselor procese fizice să se scrie sub următoarea formă: criteriul de similitudine care conține necunoscuta procesului (la convecție necunoscută este a) este egal cu o constantă, înmulțită cu produsul celorlalte criterii de similitudine, ridicate la anumite puteri. în consecință, pentru convecția forțată, fără schimbare de fază și în regim staționar, se poate scrie:

$$Nu = C\ Re^{a}\ Pe^{b} \tag{2.97}$$

sau:

$$Nu = C\ Re^{a+b} \left(\frac{Pe}{Re}\right)^{b}.$$

Raportul criteriilor *Pe* și *Re* este un nou criteriu de similitudine, care poartă numele lui *L. Prandtl:*

$$Pr = \frac{c_{p}\mu}{\lambda} = \frac{c_{p}\rho\nu}{\lambda}. \tag{2.98}$$

Prin utilizarea criteriului *Pr* relația (2.97) poate fi scrisă și sub forma:

$$Nu = CRe^{m}\ Pr^{n}, \tag{2.99}$$

care prezintă avantajul că îl conține pe *w* (viteza medie de curgere a fluidului) într-un singur criteriu și avantajul că *Pr* conține numai proprietăți fizice ale fluidului (s-a constatat anterior, pe baza relației lui Maxwell, că acest criteriu are valori constante pentru gaze perfecte).

Pentru procesele de *convecție liberă,* fără schimbare de fază și în regim staționar, se poate scrie relația criterială sub forma generală:

$$f(Nu, Pe, X)=0.$$

Ca și în cazul anterior, această funcție poate fi exprimată prin relația:

$$Nu=CX^a\ Pe^b. \tag{2.100}$$

Deoarece viteza intervine în criteriul *Pe* la puterea+ 1, iar în criteriul X la puterea — 1, și pentru că în curgerea liberă nu poate fi definită o viteză medie de curgere a fluidului și deci ea trebuie eliminată din relație, exponenții *a* și b trebuie să fie egali:

$$Nu=C\ (X\ Pe)^n. \tag{2.101}$$

Preferîndu-se utilizarea criteriului *Pr,* în locul criteriului Pe, relația (2.101) poate fi scrisă astfel:

$$Nu=C\left[(X\ Re)\cdot\left(\frac{Pe}{Re}\right)\right]^n.$$

Produsul dintre criteriile *X* și *Re* este un nou criteriu de similitudine, care poartă numele lui *F. Grashof*:

$$Gr=\frac{l^3\rho^2g\beta\Delta t}{\mu^2}=\frac{l^3g\beta\Delta t}{\nu^2} \tag{2.102}$$

Prin utilizarea criteriilor *Pr* și *Gr* relația (2.101) poate fi scrisă sub forma:

$$Nu=C(GrPr)^n, \tag{2.103}$$

formă cunoscută în literatură sub numele de *relația lui L. Lorenz.*

Eliminînd din expresia criteriului Gr produsul pAt, care este adimensional, se obține un nou criteriu de similitudine, care poartă numele lui *Galilei:*

$$Ga=\frac{l^3\rho^2g}{\mu^2}=\frac{l^3g}{\nu^2}. \tag{2.104}$$

înlocuind în *Gr* produsul j-SAt prin Ap/p (egalitatea respectivă a fost întîlnită la stabilirea forței ascensionale a curenților de convecție liberă), se obține criteriul lui *Arhimede:*

$$Ar=\frac{l^3\rho g\Delta\rho}{\mu^2}=\frac{l^3g\Delta\rho}{\nu^2\rho}. \tag{2.105}$$

în majoritatea cazurilor în care se utilizează criteriul lui Arhimede, Ap nu reprezintă variația densității fluidului, ci diferența densităților a două faze diferite.

2.4.5. STABILIREA CRITERIILOR DE SIMILITUDINE PRIN METODA ANALIZEI DIMENSIONALE

Analiza dimensională permite stabilirea criteriilor de similitudine caracteristice unui proces, pornind de la parametrii care definesc procesul. Acești parametri pot fi cunoscuți din observațiile experimentale sau pot fi luați din ecuațiile diferențiale ale procesului.

Se cunosc două variante principale de utilizare a analizei dimensionale: varianta stabilită de Buekingham şi varianta stabilită de Rayleigh. Aceste variante se exemplifică, în continuare, pentru procesele de schimb de căldură prin convecţie forţată, fără schimbare de fază şi în regim staţionar.

Varianta **lui** Buekingham. Procesul ales pentru exemplificare poate şi exprimat printr-o relaţie de forma generală:

$$f(\alpha, l, \lambda, w, \nu, c_p, \rho)=0. \qquad (2.106)$$

Prin varianta metodei analizei dimensionale stabilită de Buekingham se urmăreşte stabilirea funcţiei criteriale generale, care poate înlocui funcţia generală a parametrilor ce caracterizează procesul.

Conform teoremei *iz* a similitudinii, numărul de criterii independente este egal cu diferenţa dintre numărul parametrilor (7) şi numărul unităţilor de măsură fundamentale corespunzătoare (4; m, kg, s, K).

Se admite ca primul criteriu să conţină ca parametru caracteristic pe a (necunoscuta procesului), al doilea criteriu, pe *tu* şi al treilea criteriu, pe c_p.

Cele trei criterii care trebuiesc stabilite se scriu, sub forma generală, astfel:

$$\pi_1=\alpha l^{a_1}\lambda^{b_1}\nu^{c_1}\rho^{d_1};$$
$$\pi_2=wl^{a_2}\lambda^{b_2}\nu^{c_2}\rho^{d_2};$$
$$\pi_3=c_p l^{a_3}\lambda^{b_3}\nu^{c_3}\rho^{d_3}.$$

Valorile exponenţilor existenţi în aceste relaţii se stabilesc din condiţia omogenităţii relaţiilor.

Expresia dimensională a primei relaţii este:

$$1=\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}^3\text{K}}\right)^1(\text{m})^{a_1}\left(\frac{\text{kgm}}{\text{s}^3\,\text{K}}\right)^{b_1}\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^{c_1}\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)^{d_1}.$$

Pentru fiecare unitate de măsură fundamentală în parte, suma exponenţilor trebuie să fie nulă:

$$\text{m}: a_1+b_1+2\,c_1-3\,d_1=0;$$
$$\text{kg}: 1+b_1+d_1=0;$$
$$\text{s}: -3-3\,b_1-c_1=0;$$
$$\text{K}: -1-b_1=0.$$

Rezolvarea acestui sistem de ecuaţii este foarte simplă şi se obţin următoarele valori: $b_1=-1$; $c_1=0$, $d_1=0$ şi $a_1=l$.

Primul criteriu de similitudine va fi deci:

$$\pi_1=\frac{\alpha l}{\lambda}=Nu.$$

Stabilirea celorlalte două criterii se face în mod asemănător. Se găsesc:

$$a_2=1;\ b_2=0;\ c_2=-1;\ d_2=0,$$

deci:

$$\pi_2=\frac{lw}{\nu}=Re$$

și, respectiv:

$$a_3=0;\ b_3=-1;\ c_3=1;\ d_3=1,$$

pentru care:

$$\pi_3=\frac{c_p\nu\rho}{\lambda}=Pr.$$

în concluzie, funcția criterială generală căutată este:

$$f(Nu,\ Re,\ Pr)=0. \tag{2.107}$$

Varianta **lui** Rayleigh. Varianta metodei analizei dimensionale stabilite de Rayleigh presupune că relația criterială căutată este de forma: criteriul care conține necunoscuta este egal cu o constantă înmulțită cu celelalte criterii, ridicate la anumite puteri. O asemenea relație criterială, prin explicitarea criteriilor, devine o relație de forma: necunoscuta procesului (a) este egală cu o constantă înmulțită cu ceilalți parametri ai procesului, ridicați la anumite puteri.

Pentru procesul de convecție, care s-a ales pentru exemplificare, se poate scrie:

$$\alpha=Cl^a\lambda^b w^m\nu^c C_p{}^n\rho^d \tag{2.108}$$

Expresia dimensională a acestei relații este:

$$\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s^3K}}=\mathrm{m}^a\left(\frac{\mathrm{kg\,m}}{\mathrm{s^3K}}\right)^b\left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^m\left(\frac{\mathrm{m^2}}{\mathrm{s}}\right)^c\left(\frac{\mathrm{m^2}}{\mathrm{s^2\,K}}\right)^n\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m^3}}\right)^d.$$

Pentru fiecare unitate de măsură fundamentală în parte, suma exponenților trebuie să fie nulă (condiția omogenității relației):

$$\mathrm{m}: a+b+m+2c+2n-3d=0$$

$$\mathrm{kg}: -1+b+d=0$$

$$\mathrm{s}: 3-3b-m-c-2n=0$$

$$\mathrm{K}: 1-b-n=0$$

Acest sistem de patru ecuații conține șase necunoscute și se **pot** exprima patru dintre necunoscute, în funcție de celelalte două alese arbitrar. In acest scop se aleg m și n (exponenții lui *w* și c_v), **pentru a** s:
bili un criteriu caracteristic pentru *w* și un criteriu caracteristic pentru c_p (în afara criteriului care conține necunoscuta procesului a).

Rezolvarea sistemului de ecuații conduce la:

$$b=1-n;\ d=n;\ c=n-m;\ a=m-1,$$

Relația inițială poate fi scrisă deci sub forma:

$$\alpha=Cl^{m-1}\lambda^{1-n}w^m\nu^{n-m}C_p{}^n\rho^n$$

Grupînd parametrii c $\frac{\alpha l}{\lambda}=C\left(\frac{wl}{\nu}\right)^m\left(\frac{c_p\nu\rho}{\lambda}\right)^n$ se obține:

sau:

Trebuie reținut că în criteriile stabilite (numărul lor este fixat prin teorema *iz)* sînt cuprinși toți parametrii admiși inițial.

Dacă în locul lui *m* și *n* s-ar fi ales alți exponenți de referință, s-ar fi ajuns, în final, la o altă formă a aceleiași relații (o relație cu criterii rezultate din combinarea criteriilor stabilite anterior).

2.4.6. IMPORTANTA APLICĂRII TEORIEI SIMILITUDINII LA STUDIUL CONVECTIEI

Teoria similitudinii a permis stabilirea unor relații criteriale generale, relativ simple, pentru exprimarea proceselor de convecție, fără schimbare de fază, în regim staționar, pornind fie de la ecuațiile diferențiale fundamentale ale convecției, fie de la parametrii care caracterizează un asemenea proces.

Chiar dacă relațiile criteriale stabilite nu sînt aplicabile numeric direct, ele conținînd cîteva necunoscute (constanta și exponenții), totuși aceste relații sînt de mare importanță, pentru că ele pot fi aduse ușor la forme concrete, pe baza unor date experimentale. Ecuațiile diferențiale fundamentale, neputînd fi integrate, nu permiteau stabilirea directă a unor relații aplicabile numeric pentru calcularea coeficientului de convecție.

Comparînd relațiile (2.108) și (2.99) întîlnite în paragraful anterior, se constată că relația (2.99) conține numai trei necunoscute, spre deosebire de relația (2.108), care conține șapte necunoscute. Este evident că numărul de experiențe care trebuiesc efectuate pentru a aduce la forme concrete aceste relații este mult mai mic în cazul relației (2.99), decît în cazul relației (2.108). Se poate conchide, că teoria similitudinii îndrumă și ușurează foarte mult cercetarea experimentală, care urmărește stabilirea unor relații pentru calcularea coeficientului de convecție.

Cercetările experimentale efectuate în ultimele decenii de către numeroși cercetători au condus la stabilirea relațiilor concrete de calcul pentru majoritatea proceselor de convecție întîlnite în practică. Relațiile stabilite sînt, în general, de forma celor obținute prin aplicarea teoriei similitudinii, în tmele cazuri, pe lîngă criteriile de bază, în aceste relații se întîlnesc și unele simplexuri caracteristice.

Presupunînd că pentru un proces de convecție se cunoaște forma generală a ecuației criteriale, dar că nu se cunosc valorile constantei și exponenților din relație, se poate constata ușor, pe baza teoriei similitudinii, că pentru a stabili valoarea coeficientului de convecție pentru un proces industrial este suficientă o singură determinare experimentală pe un *model de laborator,* în condiții de similitudine.

Admițînd, pentru exemplificare, un proces de convecție forțată, fără schimbare de fază și în regim staționar, la curgerea unui fluid printr-o conductă, pentru cazul industrial și cel de laborator, se pot scrie următoarele relații:

$$Nu_i = C\, Re_i^m\, Pr_i^n;$$
$$Nu_l = C\, Re_l^m\, Pr_l^n.$$

Pentru ca procesul realizat în laborator să fie similar cu cel industrial este necesar ca:

$$Re_l = Re_i \text{ și } Pr_l = Pr_i;$$

în aceste condiții, implicit și criteriile Nu vor avea aceeași valoare.

Pentru determinarea experimentală de laborator se vor alege: fluidul de lucru, temperaturile caracteristice, viteza medie a fluidului şi diametrul conductei, în aşa fel încît să se respecte condiţiile de similitudine. Cu ajutorul legii Iui Newton, pe baza datelor experimentale, se calculează valoarea coeficientului de convecţie şi apoi valoarea criteriului Nusselt.

Cum $NUi=Nu_u$ urmează în continuare să se calculeze valoarea coeficientului de convecţie, corespunzător instalaţiei industriale.

Din cele discutate se constată că *teoria modelării proceselor fizice,* nu este decît o parte componentă a teoriei similitudinii şi că modelarea în laborator a proceselor fizice poate da indicaţii utile asupra aspectelor industriale ale acestor procese.

2.5. DATE EXPERIMENTALE PRIVIND TRANSFERUL DE CĂLDURA PRIN CONVECŢIE ÎN REGIM STAŢIONAR

Se vor discuta în ordine, transferul de căldură prin convecţie forţată fără schimbare de fază a fluidelor, transferul de căldură prin convecţie liberă fără schimbare de fază, convecţia la fierberea lichidelor, convecţia la condensarea vaporilor şi în final transferul de căldură în straturile de particule.

La convecţia forţată şi cea liberă, fără schimbare de fază a fluidelor, se vor întîlni forme concrete, stabilite pe baza datelor experimentale, ale relaţiilor generale obţinute prin aplicarea teoriei similitudinii proceselor de convecţie.

In cazul convecţiei forţate, fără schimbare de fază a fluidelor, se întâlnesc trei clase de relaţii, după tipul secţiunii de curgere a fluidului: constantă, nelimitată şi variabilă.

Secţiunea de curgere variabilă este întîlnită în special la curgerea fluidelor transversal pe fascicule de tuburi: curgerea gazelor de ardere în secţia de convecţie a cuptoarelor, curgerea fluidelor în mantaua schimbătoarelor de căldură prevăzute cu şicane transversale şi curgerea aerului peste fascicule de tuburi cu aripioare în răcitoarele cu aer. Problemele de convecţie referitoare la secţiunile de curgere variabile, fiind în mare măsură dependente de construcţia aparatelor în care au loc astfel de procese de convecţie, se vor discuta la studierea aparatelor respective.

2.5.1. CONVECŢIA FORŢATĂ FÂRÂ SCHIMBARE DE FAZA, IN CAZUL SECŢIUNILOR DE CURGERE CONSTANTE

După cum se ştie, în dinamica fluidelor se deosebesc două regimuri de curgere: regimul laminar, pentru $Re<2\,300$, şi regimul turbulent, pentru $Re>2\,300$. între aceste două regimuri există o zonă intermediară, plasată aproximativ între $Re=2\,300$ şi fte=3 000, care practic se neglijează.

La schimbul de căldură prin convecţie, zona intermediară se întinde de la $Re=2\,300$, pînă la 7?e=10 000 şi nu poate fi neglijată. în consecinţă, la convecţia forţată, în cazul secţiunilor constante de curgere, se deosebesc trei regimuri caracteristice: regimul *laminar* pentru .$Re<2\,300$, regimul *intermediar* pentru $Re=2\,300 \ldots 10\,000$ şi regimul *turbulent* pentru

Re > 10 000. Relațiile sau metodele de calcul al coeficientului de convecție diferă de la un regim la altul.

Regimul turbulent. Dintre numeroasele relații stabilite pe cale experimentală pentru calcularea coeficientului de convecție (au fost efectuate și încercări de a stabili asemenea relații pe cale analitică), cea mai utilizată este relația lui W. H. McAdams:

$$Nu=0{,}023\ Re^{0,8}\ Pr^{0,4} \qquad (2.109)$$

Această relație se aplică la încălzirea sau răcirea lichidelor sau gazelor, pentru valori *Re>10*, Pr>0,6 și L/d>50. Proprietățile fizice care intervin în această relație aparțin fluidului și se iau la temperatura sa medie, indicată de un termometru plasat în curentul de fluid. Viteza care intervine în criteriul Re este viteza medie de curgere a fluidului. Lungimea caracteristică utilizată în criteriile *Re* și *Nu* este, în cazul curgerii printr-o conductă circulară, diametrul interior al conductei.

Explicitîndu-se criteriile de similitudine, relația (2.109) poate fi scrisă sub forma:

$$\alpha=0{,}023\ \frac{\lambda^{0,8} c_p^{0,4} \rho^{0,4} w^{0,8}}{\nu^{0,4} d^{0,2}},$$

din care rezultă că parametrul care influențează cel mai mult valoarea lui a este *w* (influența cea mai mică o are d). Factorul lui $w^{0,8}/d^{0,2}$ poate fi calculat pentru diverse fluide și exprimat în funcție de temperatură și de presiune.

Dacă secțiunea de curgere a fluidului nu este circulară, ca lungime caracteristică se utilizează un diametru echivalent.

Diametrul echivalent hidraulic se definește prin relația:

$$d_h=4\ \frac{S}{P_h}, \qquad (2.110)$$

iar *diametrul echivalent termic* — prin relația:

$$d_t=4\ \frac{S}{P_t}, \qquad (2.111)$$

în care 5 este aria secțiunii de curgere, *Pi,* — perimetrul udat de fluid și P_t — perimetrul prin care se transmite căldura. Aplicînd aceste relații la curgerea printr-un canal de secțiune dreptunghiulară, se găsesc (a și b sînt laturile):

$$d_h=d_t=\frac{2ab}{a+b},$$

iar la curgerea printr-o secțiune inelară (D și d sînt diametrele) se obțin:

$$d_h=D-d;\ d_t=\frac{D^2-d^2}{d}$$

la transmiterea căldurii spre interior și:

$$d_t=\frac{D^2-d^2}{D}$$

la transmiterea căldurii spre exterior.

TABELUL 2.17

Valorile factorului de corecție pentru convecția forțată în regim turbulent

Re \ L/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
10^4	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
10^5	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
10^6	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Unii autori recomandă utilizarea diametrului echivalent hidraulic, iar alții utilizarea diametrului echivalent termic (se întîlnește și utilizarea lui d_h în criteriul Re și a lui d_t în criteriul *Nu).*

Dacă *L/d* are o valoare mai mică decît 50, coeficientul de convecție calculat trebuie corectat cu un factor supraunitar, redat în tabelul 2.17 în funcție de *L/d* și *Re* (coeficientul local de convecție, din cauza turbulenței suplimentare, are o valoare maximă la intrarea în tub; această valoare scade treptat, pînă la stabilizarea curgerii și apoi rămîne practic constantă).

Pe baza unor determinări experimentale, s-a ajuns la concluzia că, în secțiunea unei conducte, profilul variației temperaturii este identic cu profilul variației vitezei și că acest profil este influențat de valorile criteriilor *Re* și *Pr.* în figura 2.17 este redat un asemenea exemplu *(t_p* este temperatura fluidului la perete, t_f — temperatura fluidului pe axa conductei, iar *y* — distanța de la axa conductei).

Pentru calculul coeficientului de convecție forțată în regim turbulent, poate fi utilizată și relația stabilită de E. N. Sieder și G. E. Tate:

$$Nu = 0{,}027\ Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \qquad (2.112)$$

Această relație se aplică în aceleași condiții ca și relația (2.109). Simplexul care apare în relație (raportul dintre viscozitatea fluidului la temperatura de pe ax și viscozitatea fluidului la temperatura peretelui), alături de criteriile caracteristice convecției forțate, este în fond un factor de corecție, care ține seamă de variația viscozității în secțiunea conductei și care are valori cu atît mai depărtate de unitate, cu cît fluidul prezintă o variație mai mare a viscozității cu temperatura.

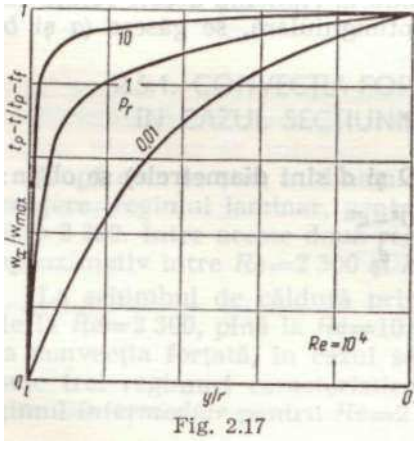


Fig. 2.17

M. A. Miheev recomandă pentru regimul turbulent o relație și mai complexă:

$$ATu = 0{,}021\ Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \qquad (2.113)$$

"n care, prin intermediul criteriului Pr, se ține seamă de influența asupra

coeficientului de convecție a variațiilor mai multor proprietăți fizice *(C_p, a, X)* în secțiunea conductei.

în condiții medii, se pot utiliza și relațiile:

$$Nu=0{,}0209\ Re^{0,8}Pr^{0,45}$$

pentru încălzire lichide sau răcire gaze:

$$Nu=0{,}0263\ Re^{0,8}Pr^{0,35}$$

pentru răcire lichide sau încălzire gaze.

Regimul laminar. Dintre relațiile existente pentru calcularea lui a la convecția forțată în regim laminar, cea mai des utilizată este relația stabilită de Sieder și Tate:

$$Nu=1{,}86\left(Re\ Pr\frac{d}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \qquad (2.114)$$

în comparație cu relația anterioară (2.112), această relație mai conține în plus și simplexul *d/L* (L este lungimea conductei), care constituie un nou factor de corecție. Relația nu dă rezultate corecte la rapoarte *L/d* foarte mari (cînd *L* tinde către infinit, a tinde incorect către zero).

Pentru conducte de lungimi mari în raport cu diametrul, se poate utiliza relația:

$$Nu=0{,}475(Re\ Pr)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \qquad (2.115)$$

Variația vitezei în secțiunea conductei se modifică, în raport cu curgerea izotermică, atunci cînd curgerea este însoțită de schimb de căldură între perete și fluid. în fig. 2.18 și 2.19 sînt redate cîteva curbe carac-

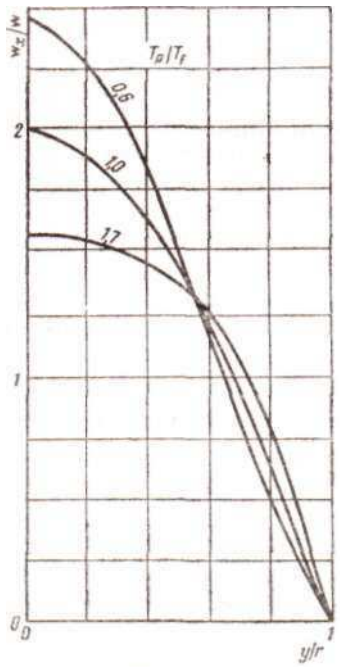


Fig. 2.18

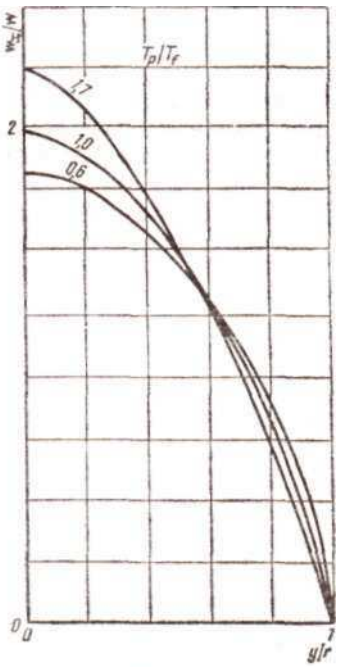


Fig. 2.19

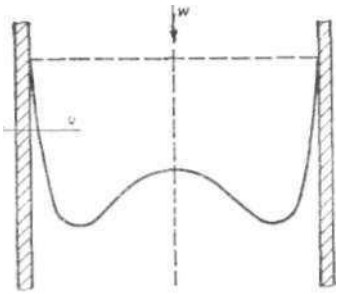


Fig. 2.20

teristice de variație a vitezei locale în funcție de rază, după date experimentale, pentru curgerea laminară stabilizată, în tuburi orizontale. Se constată că atunci cînd fluidul are temperatură mai mare pe ax decît la perete, lichidele au pe ax $w_x > 2w$ (viscozitatea scade cu creșterea temperaturii), iar gazele $w_x < 2w$ (viscozitatea crește cu creșterea temperaturii; w este viteza medie).

La curgerea laminară prin tuburi verticale este foarte mult modificat profilul vitezei fluidului de către influența convecției libere. In figura 2.20 este reprezentată variația vitezei la un fluid care curge de sus în jos, răcindu-se. Viteza nu mai este maximă pe ax, ci în apropierea peretelui, acolo unde curentul de convecție liberă care apare are același sens cu mișcarea globală a fluidului (fluidul se răcește în apropierea peretelui și masa sa specifică crește).

I. T. Aladiev a stabilit o relație pentru calcularea lui a în regim laminar, în care a introdus și criteriul *Gr,* caracteristic convecției libere:

$$Nu = 0{,}74\, f\, Re^{0,2} Pr^{0,3} Gr^{0,1}. \qquad (2.116)$$

Această relație se aplică pentru $RePr > 1800$, luîndu-se proprietățile fizice ale fluidului la $t = 0{,}5\,(t_p + tf)$. Factorul de corecție f, care caracterizează stabilizarea curentului de fluid, este funcție de raportul *L/d:*

L/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
f	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

La curgerea fluidului printr-un tub vertical, a, calculat cu ajutorul relației, se înmulțește cu 0,85 atunci cînd fluidul curge de jos In sus, și se încălzește, sau de sus în jos, și se răcește, sau cu 1,15 **atunci cînd** fluidul curge de jos în sus, și se răcește, sau de sus **in jos, și se încălzește. In** primul caz, mișcarea liberă are același sens cu **mișcarea forțată, iar în al** doilea caz, mișcarea liberă este opusă mișcării forțate, **realizindu-se o** turbulență în curentul de fluid.

Relația (2.116) în raport cu relația (2.114) conține, pe lîngă criteriul *Re* caracteristic convecției forțate, și criteriul *Gr* caracteristic convecției libere.

Influența curenților de convecție liberă, care apar la curgerea forțată în regim laminar a fluidelor este pusă în evidență și prin figura **2.21,**

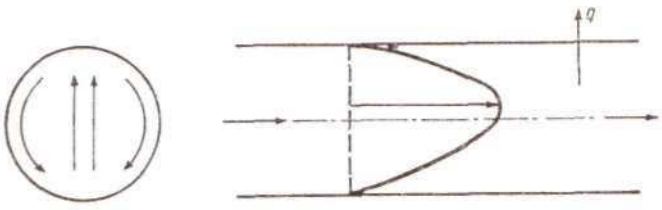


Fig. 2.21

care se referă la curgerea unor lichide vîscoase în regim laminar, prin conducte orizontale de diametru mare, lichidele cedînd căldură mediului exterior. Se constată că în secţiunea conductei apar curenţi de convecţie liberă, ascendenţi în partea centrală şi descendenţi în părţile laterale, şi că viteza maximă de curgere se află deasupra axului conductei.

Bazîndu-se pe date experimentale, P. E. Ford recomandă pentru calcularea coeficientului de convecţie în regim laminar, la curgerea ţiţeiului sau păcurii prin conducte magistrale de transport, următoarea relaţie:

$$Nu=0{,}174(Gr\cdot Pr)^{0{,}322} \qquad (2.117)$$

în care produsul *Gr-Pr* are expresia:

$$Gr\cdot Pr=\frac{d^3c\rho g\beta\Delta t}{\nu_p\lambda}$$

Toate proprietăţile fizice se iau la *tf,* cu excepţia viscozităţii v_p care se ia la t_p.

Relaţia a fost stabilită pentru domeniul *Gr*-Pr=l,25- IO^4... 6-IO^8.

Este de remarcat, în această relaţie pentru convecţie forţată, faptul că criteriul *Re* este înlocuit total cu criteriul *Gr* şi deci că, în acest caz, coeficientul de convecţie nu este influenţat de viteza medie a fluidului prin conductă, ci de intensitatea curenţilor de convecţie liberă care apar în cadrul curgerii forţate.

Regimul intermediar. Pentru curgerea în regim intermediar (Re= 2 300 ... 10 000) nu s-au putut stabili direct relaţii specifice pentru calcularea coeficientului de convecţie.

O metodă simplă de aflare a lui a în regim intermediar a fost propusă de Ramm. Se calculează a cu ajutorul unei relaţii caracteristice regimului turbulent, iar valoarea obţinută se corectează cu următorul factor:

$$f=1-\frac{600\,000}{Re^{1{,}8}}. \qquad (2.118)$$

O altă metodă pentru calcularea lui oc în regim intermediar se bazează pe un grafic (fig. 2.22), construit cu ajutorul relaţiilor Sieder-Tate, grafic în care, în coordonate logaritmice, s-a reprezentat $\frac{Nu}{Pr^{1/3}}\left(\frac{a}{[x}\right)^{\circ\text{-}14}$ în funcţie de *Re.*

In regim turbulent (.Re>10^4), conform relaţiei (2.112)

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3}}\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0{,}14}=0{,}027\ Re^{0{,}8}$$

şi în grafic apare o dreaptă caracteristică.

In regim luminar (i?e<2 300), conform relaţiei (2.114):

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3}}\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0{,}14}=1{,}86\left(Re\ \frac{d}{L}\right)^{1/3}$$

şi în grafic apare o familie de drepte, pentru diverse valori constante ale simplexului *L/d.*

Diagrama redată în figura 2.22 conţine, pentru regimul intermediar, curbele de racordare, a dreptelor din regimul laminar la dreapta unică din regimul turbulent, propuse de Sieder şi Tate. Această diagramă se utilizează astfel: în funcţie de valorile Re şi *L/d* se citeşte valoarea ordo-

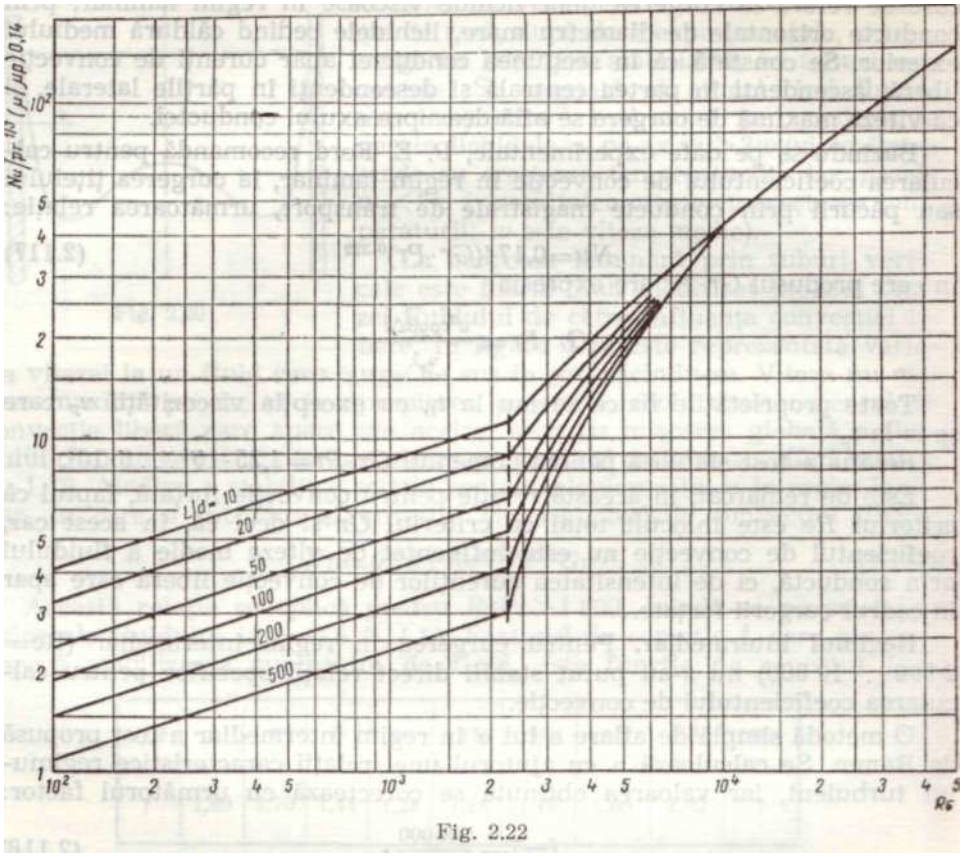


Fig. 2.22

natei; din aceasta se calculează valoarea criteriului *Nu* și apoi coeficientul de convecție.

In regim intermediar, diagrama Sieder-Tate poate fi înlocuită cu relația stabilită de H. Hausen:

$$Nu=0{,}116\ (Re^{2/3}-125)Pr^{1/3}\left[1+\left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right]\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \qquad (2.119)$$

care dă rezultate corecte și în regimul turbulent (această relație se aplică în domeniul $Re=2\,300\ldots IO^5$, Pr=0,6 ... 500 și L/di>l). Cînd *L* tinde către infinit, valoarea parantezei mari tinde corect către unu. Pentru valori *L/d* mari, se poate renunța la paranteza mare, utilizîndu-se constanta 0,1245.

Cazul metalelor lichide. Relațiile prezentate anterior se referă la fluidele obișnuite (gaze și lichide), la care Pr > 0,6. Metalele în stare lichidă, avînd valori *Pr*<0,065, constituie o clasă deosebită de fluide, pentru care s-au stabilit relații speciale.

Metalele lichide, în stare pură sau sub formă de aliaje, sînt agenți termici intermediari foarte mult utilizați în ultimii ani, pentru transportarea căldurii de la un mediu cald la un mediu rece (de exemplu, de la un reactor atomic la un cazan cu abur). Ele prezintă marele avantaj de a putea fi utilizate la temperaturi mari, sub presiuni apropiate de presiunea atmosferică și conduc la coeficienți de convecție relativ ridicați de ordi-

nul miilor). Circulația metalelor lichide se realizează cu pompe speciale electromagnetice.

Cu toate că s-a studiat destul de mult convecția în cazul metalelor lichide, totuși nu s-au putut stabili relații suficient de generale și exacte pentru calcularea coeficientului de convecție. Majoritatea relațiilor existente în prezent pentru calcularea lui a sînt de forma:

$$Nu=f(Pe).$$

Pe baza unor date experimentale existente în literatură, B. Lubarsky și S. J. Kaufman au propus relația:

$$Nu=0{,}625Pe^{0,4}=0{,}625(Re\cdot Pr)^{0,4} \tag{2.120}$$

aplicabilă pentru $Pe > 100$, la curgerea prin conducte circulare cu $L/d > 60$, proprietățile fizice luîndu-se la temperatura de pe ax.

Tot pentru convecția la metale în stare lichidă, R. N. Lyon a propus următoarele relații:

$$Nu=7+0{,}025(Re\cdot Pr)^{0,8} \tag{2.121}$$

pentru curgerea prin conducte circulare cu fle=4-10[3]. . .3,2-IO[6];

$$Nu=0{,}75\left(\frac{D}{d}\right)^{0,3}[7+0{,}025(Re\cdot Pr)^{0,8}] \tag{2.122}$$

pentru curgerea prin spații inelare, utilizîndu-se ca lungime caracteristică diametrul echivalent hidraulic.

Cazul fluidelor nenewtoniene. Relațiile prezentate anterior pentru convecția forțată se referă la fluidele obișnuite, care sînt fluide newtoniene. Problema convecției la fluidele nenewtoniene nu este satisfăcător rezolvată, în primul rînd din cauza multitudinii de tipuri de astfel de fluide, cu comportări deosebite.

In cele ce urmează se discută numai un caz particular și anume convecția în regim turbulent la o suspensie de particule solide într-un lichid.

Pentru acest caz de convecție, se recomandă aplicarea relației Sieder-Tate corespunzătoare:

$$Nu=0{,}027Re^{0,8}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu_L}{\mu_{L_p}}\right)^{0,14} \tag{2.123}$$

cu observația că proprietățile fizice care apar în cele trei criterii de similitudine se referă la suspensie, spre deosebire de viscozitățile din simplexul de corecție care se referă la faza lichidă.

Pentru aplicarea acestei relații, densitatea medie și căldura specifică medie ale suspensiei se calculează cu relațiile clasice de aditivitate.

Pentru calcularea conductivității termice medii și a viscozității dinamice medii a suspensiei, se recomandă următoarele relații empirice:

$$\lambda_S=\lambda_L\cdot\frac{2\lambda_L+\lambda_P-2r_P(\lambda_L-\lambda_P)}{2\lambda_L+\lambda_P+r_P(\lambda_L-\lambda_P)} \tag{2.124}$$

$$\mu_S=\frac{\mu_L}{\left(1-\frac{r_P}{r_{P\,max}}\right)^{1,8}} \tag{2.125}$$

în aceste relații, indicele *S* se referă la suspensie, L la lichid și *P* la particule, iar r_p este fracția volumică a particulelor din suspensie (r_{Pmax} corespunde stratului fix de particule).

Cazul amestecurilor de fluide nemiscibile. a) Pentru amestecurile de două lichide nemiscibile, pot fi utilizate relațiile clasice, lucrîndu-se cu proprietățile fizice medii ale amestecului.

Viscozitatea medie a unui amestec de două lichide nemiscibile se calculează cu relația empirică:

$$\mu=\mu_c\left(1+2{,}5\, r_d \frac{\mu_d+0{,}4\mu_c}{\mu_d+\mu_c}\right) \qquad (2.126)$$

(r reprezintă fracția volumică; *d* se referă la faza dispersă, iar c la faza continuă).

Conductivitatea termică medie a amestecului poate fi calculată ca la lichidele miscibile.

b) La un amestec gaz-lichid, lichidul fiind în fază dispersă, se recomandă utilizarea relațiilor clasice, toate proprietățile fizice calculîndu-se aditiv ca medii volumice: u^EfauO; \=*S(r,X,)* etc.

In acest caz, schimbările de stare de agregare trebuie să fie neglijabile, în urma transferului de căldură. Prezența picăturilor de lichid în masa de gaz duce la majorarea coeficientului de convecție.

c) Pentru amestecurile lichid-gaz, gazul fiind în fază dispersă, se poate utiliza relația:

$$\alpha=\alpha_L 3{,}5\left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0{,}05}\left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0{,}25}\left(\frac{g_G}{g_L}\right)^{0{,}45} \qquad (2.127)$$

(gr reprezintă fracția masică; *G* se referă la gaz, iar L la lichid).

$a._L$ se calculează cu relațiile clasice, admițîndu-se că este prezentă numai faza lichidă (inclusiv la calcularea vitezei).

Și în acest caz, schimbările de stare de agregare trebuie să fie neglijabile. Prezența bulelor de gaz în masa de lichid duce la majorarea coeficientului de convecție.

2.5.2. CONVECTIA FORJATĂ FÂRÂ SCHIMBARE DE FAZA, IN CAZUL SECȚIUNILOR DE CURGERE NELIMITATE

Curgerea unui fluid paralelă cu o placă. Anterior s-a discutat aspectul fluidodinamic al curgerii unui fluid, cu o viteză inițială uniformă, paralel cu o placă (aceeași situație o prezintă și deplasarea unei plăci, cu viteză uniformă, printr-un fluid staționar).

Dacă temperatura plăcii t_p este diferită de temperatura inițială a fluidului t_f, între placă și fluid are loc un schimb de căldură prin convecție. Aspectul termodinamic al curgerii laminare a unui fluid, paralel cu o placă, a fost studiat atît teoretic (E. Pohlhausen), cît și experimental (E. R. G. Eckert).

în cazul curgerii laminare (iîe<3-10^5), coeficientul de convecție loca] poate fi calculat cu relația:

$$Nu_x=0{,}324 Re_x^{1/2} Pr_x^{1/3}, \qquad (2.128)$$

în care lungimea caracteristică este distanța de la bordul de atac x și în care proprietățile fizice ale fluidului se pot lua la $t=\hat{}0,5(t_p+t_f)$.

Coeficientul de convecție mediu, pe întreaga placă, se calculează cu relația:

$$Nu=0,648\ Re^{1/2}Pr^{1/3} \qquad (2.129)$$

în care lungimea caracteristică este dimensiunea plăcii corespunzătoare direcției de curgere a fluidului L.

Relațiile de mai sus, aplicabile pentru Pr>0,6, conduc la concluzia că OL_X scade, odată cu creșterea lui x (crește grosimea stratului limită).

Grosimea stratului limită termodinamic A este, în general, diferită de cea a stratului limită fluidodinamic 8. După Eckert, corelarea lui A cu § se face, pentru curgerea laminară, prin relația:

$$\Delta=\frac{\delta}{Pr^{1/3}} \qquad (2.130)$$

(la gaze, Pr<1 și A>8).

Variația temperaturii în stratul limită se exprimă printr-o relație asemănătoare cu cea a variației vitezei:

$$\frac{t_p-t}{t_p-t_f}=1,5\frac{y}{\Delta}-0,5\left(\frac{y}{\Delta}\right)^3, \qquad (2.131)$$

în care y este distanța de la suprafața plăcii.

în cazul stratului limită turbulent (i?e>3-10^5), valoarea medie a coeficientului de convecție se poate calcula cu relația:

$$Nu=0,0366\ Re^{4/5}Pr^{1/3} \qquad (2.132)$$

Relațiile (2.129) și (2.132) se utilizează, în primul rînd, la calcularea schimbului de căldură între un perete plan și un curent paralel de aer sau apă.

Curgerea unui fluid transversală pe o conductă. Dacă într-un curent de fluid cu viteză uniformă w se plasează un tub, transversal pe direcția curgerii, se constată că, datorită frecărilor dintre fluid și solid, în jurul tubului apar niște zone caracteristice, în care există variații mari ale vitezei de curgere a fluidului. Cele două zone *a,* redate în figura 2.23 sînt straturile limită, ce se formează inițial la suprafața tubului și care apoi se desprind de tub, extinzîndu-se și dispărînd treptat în curentul de fluid. În aceste zone, viteza fluidului variază între zero și o valoare maximă, superioară în unele locuri vitezei inițiale *w.* în zona *b,* plasată pe spatele tubului (după sensul curgerii), apar vîrtejuri și există deci o reversare a curgerii fluidului (pentru *Re>0,5).* Zona 6, ca și zonele *a,* se extinde și dispare treptat în curentul de fluid. în figură este reprezentată și variația vitezei locale, în două planuri perpendiculare pe suprafața tubului.

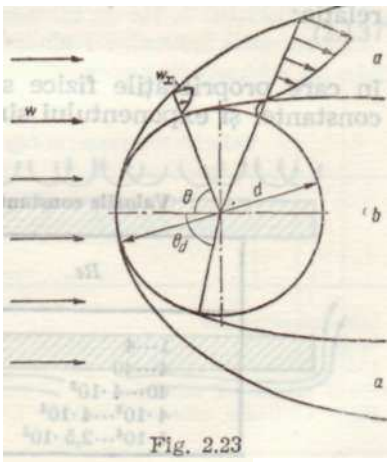


Fig. 2.23

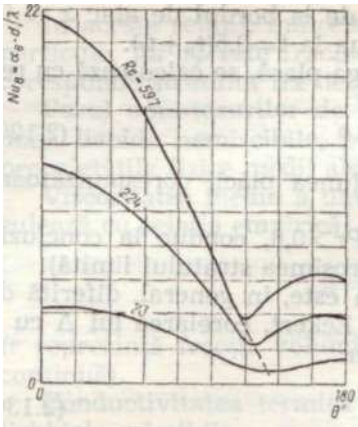


Fig. 2.24

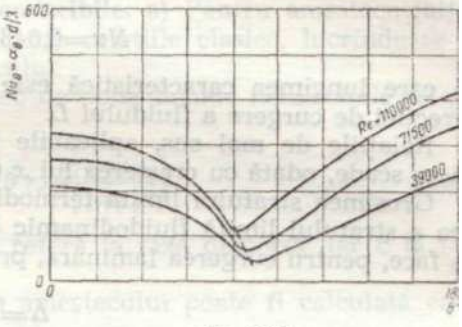


Fig. 2.25

Unghiul 8rf, corespunzător punctului de desprindere a stratului limită, poate avea valori mai mici sau mai mari de 90°, în funcție de valoarea criteriului /îe=du;/v *(Q_d* crește, odată cu creșterea lui *Re).*

Aspectul curgerii fluidului la periferia tubului nefiind uniform, nici valoarea coeficientului local de convecție nu este constantă. în fig. 2.24 și 2.25 este reprezentată variația valorilor locale ale criteriului Nusselt, în funcție de 0 și *Re,* după date experimentale. Se pot constata următoarele: curbele de variație a lui *Nue* (sau ae) cu 6 prezintă puncte de minimum; pentru valori Re mici minimele se plasează la 120 ... 130°, iar pentru valori *Re* mari la 80 . .. 90°; ae crește odată cu creșterea lui *Re:* între 9=0 și 0=9^, <xo scade pentru că crește grosimea stratului limită; la valori *Re* mari, otiso» este mai mare decît a_{0o}, pentru că turbulența de pe spatele tubului este foarte puternică.

Pentru 9=0 . .. Q_d, coeficientul local de convecție poate fi calculat cu ajutorul relației empirice:

$$Nu_\theta = 1{,}14\, Re^{0{,}5} Pr^{0{,}4} \left[1 - \left(\frac{\theta}{90}\right)^3\right], \qquad (2.133)$$

(proprietățile fizice se iau la temperatura fluidului).

Pentru calcularea coeficientului de convecție mediu se poate utiliza relația:

$$Nu = C Re^n Pr^{1/3} \qquad (2.134)$$

în care proprietățile fizice se iau la temperatura $t—0{,}5(t_p + tf)$. Valorile constantei și exponentului sînt redate în tabelul 2.18. Relațiile prezentate

TABELUL 2.18

Valorile constantei și exponentului din relația (2.134)

Re	*C*	*n*
1...4	0,989	0,330
4...40	0,911	0,385
40...$4 \cdot 10^3$	0,683	0,466
$4 \cdot 10^3$...$4 \cdot 10^4$	0,193	0,618
$4 \cdot 10^4$...$2{,}5 \cdot 10^5$	0,0266	0,805

dau valori corecte, numai în cazul în care nu există turbulență în curentul inițial de fluid. Relația (2.134) se aplică, în primul rînd, la calcularea schimbului de căldură între o conductă și un curent transversal de aer sau apă. Pentru gaze $Pr^{0,73}$ și valoarea lui Pr^n poate fi înglobată în valoarea constantei C.

Pentru aer Miheev recomandă relațiile mai simple:

$$Nu=0{,}52\ Re^{0{,}47} \qquad (2.135)$$

pentru $Re=10\ldots10^3$ și

$$Nu=0{,}18\ Re^{0{,}62} \qquad (2.136)$$

pentru $Re=10^3\ldots2\cdot10^5$.

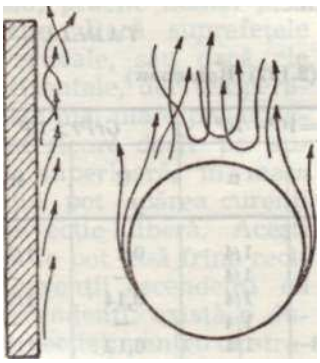
2.5.3. CONVECTIA LIBERĂ FÂRÂ SCHIMBARE DE FAZA

în practică se întîlnesc numeroase cazuri de transmitere a căldurii prin convecție liberă, fără schimbare de fază a fluidului, ca de exemplu: transmiterea căldurii de la suprafața rezervoarelor, coloanelor, schimbătoarelor, conductelor și pereților cuptoarelor către aerul înconjurător, transmiterea căldurii de la serpentina de încălzire către produsul dintr-un rezervor, sau de la produs către peretele rezervorului, transmiterea căldurii printr-un strat izolator de aer etc. Fluidul în masa căruia se transmite căldură prin convecție liberă se poate afla fie într-un spațiu mare (practic nelimitat), fie sub forma unui strat subțire, într-un spațiu limitat.

Cazul spațiului nelimitat. In figura 2.26 sînt redate schematic formele curenților de convecție liberă pentru cîteva suprafețe caracteristice, în cazul în care $t_p>t_f$ (curenții se inversează în cazul în care $t_p<t_f$). In primele două cazuri se constată că mișcarea fluidului, pe lîngă suprafața solidului, trece de la un aspect laminar la un aspect turbulent și că, la o suprafață plană orizontală, deplasarea fluidului este greoaie atunci cînd schimbul de căldură are loc pe fața inferioară $(t_p>t_f)$. Coeficientul local de convecție, în cazul trecerii de la o mișcare laminară la o mișcare turbulentă, are o valoare mai mare în zona turbulentă și în partea inferioară a zonei laminare, în care stratul limită are o grosime mai mică.

Relația lui L. Lorenz, stabilită prin teoria similitudinii:

$$Nu=C(Gr\ Pr)^n, \qquad (2.137)$$



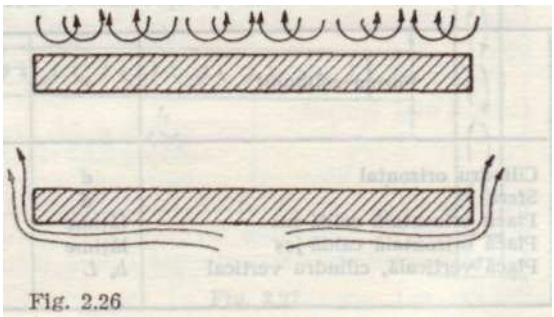


Fig. 2.26

TABELUL 2.19

Valorile constantei și exponentului din relația (2.137) (Miheev)

GrPr	*C*	n
$<10^{-3}$	0,5	0
$10^{-3}...5 \cdot 10^{2}$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^{2}...2 \cdot 10^{7}$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^{7}...10^{13}$	0,135	1/3

este principala relație cu ajutorul căreia se poate calcula valoarea medie a coeficientului de convecție. Dintre numeroasele valori experimentale existente pentru constantă și pentru exponent, sînt de preferat valorile stabilite de către M. A. Miheev, pe baza prelucrării datelor obținute de către mai mulți cercetători. Miheev a reprezentat într-o diagramă dublu-logaritmică variația lui Nu în funcție de produsul *GrPr,* pe baza a numeroase date experimentale. Curba obținută a fost împărțită în patru segmente, segmentele respective au fost asimilate cu niște drepte, s-au scris ecuațiile acestor drepte și, în final, s-au obținut patru perechi de valori *C-n,* pentru cele patru domenii, definite prin valoarea produsului *GrPr.* Valorile constantei *C* și exponentului *n,* stabilite de către Miheev, sînt redate în tabelul 2.19.

Proprietățile fizice care intervin în relația (2.137) aparțin fluidului și se iau la temperatura $t=0,5\ (t_p+t/)$. Lungimea caracteristică existentă în criteriile Nu și Gr este acea mărime geometrică care determină forma curenților de convecție: înălțimea — pentru un perete plan vertical, lungimea — pentru o conductă verticală, diametrul — pentru o conductă orizontală și latura mai mică — pentru un perete plan orizontal. în cazul pereților plani orizontali, a rezultat din relație se majorează cu 30o/$_0$ cînd schimbul de căldură are loc pe fața superioară și fluidul se încălzește (sau cînd fluidul se răcește pe fața inferioară a peretelui), sau se reduce cu 30% cînd schimbul de căldură are loc pe fața inferioară și fluidul se încălzește (sau cînd fluidul se răcește pe fața superioară a peretelui). Aceste majorări sau reduceri ale lui oc sînt determinate de o circulație foarte ușoară, respectiv foarte grea a fluidului, pe lîngă suprafața solidului cu care schimbă căldură.

Pe baza datelor din tabelul 2.19 se constată că, pentru $GrPr< IO^{-3}$, $n=0$ și $Nu=0,5$ (constant) și că, pentru $GrPr>2.IO^{7}$, $n=1/3$ și, deci, a nu depinde de forma și dimensiunile corpului (în *Nu* lungimea caracteristică are exponentul 1, iar în *Gr* are exponentul 3).

în tabelul 2.20 sînt redate valorile *C* și n din relația (2.137), recomandate de Rohsenow pentru convectia liberă la gaze.

TABELUL 2.20

Valorile constantei și exponentului din relația (2.137) (Rohsenow)

Forma solidului	*l*	$GrPr=10^{4}...10^{9}$		$GrPr>10^{9}$	
		C	n	*C*	n
Cilindru orizontal	*d*	0,47	1/4	0,1	1/3
Sferă	*d*	0,49	1/4	—	—
Placă orizontală caldă-sus	lățime	0,54	1/4	0,14	1/3
Placă orizontală caldă-jos	lățime	0,27	1/4	—	—
Placă verticală, cilindru vertical	*h, L*	0,503	1/4	0,12	1/3

La convecția liberă în aer se recomandă și următoarele relații simple, dar mai puțin exacte:

— pentru pereți verticali

$$\alpha = 2{,}56\Delta t^{1/4} \quad [W/m^{2\circ}C] \tag{2.138}$$

— pentru pereți orizontali calzi-sus

$$\alpha = 3{,}26\Delta t^{1/4} \quad [W/m^{2}\,^{\circ}C] \tag{2.139}$$

— pentru conducte orizontale

$$\alpha = 1{,}313\left(\frac{\Delta t}{d}\right)^{1/4} \quad [W/m^{2}\,^{\circ}C] \tag{2.140}$$

In aceste relații $At=t_p—t_f$, iar d diametrul exterior al conductei exprimat în m.

Alte relații simple de convecție liberă, pentru păcură sau țiței cald din rezervoare;

___la neretple lateral al rezervorului

$$\alpha = 1{,}592 d_4^{20}\left(\frac{\Delta t}{\nu}\right)^{1/3} \quad [W/m^{2}C] \tag{2.141}$$

la fundul rezervorului

$$\alpha = 0{,}0791\left(\frac{\Delta t}{\nu}\right)^{1/4} \quad [W/m^{2\circ}C] \tag{2.142}$$

v este viscozitatea cinematică în m^2/s la t—0,5 (t_p+t_f).

La fundul rezervorului <x este foarte mic, pentru că practic nu apar curenți de convecție.

Cazul spațiului limitat de două suprafețe cu temperaturi diferite. în figura 2 27 sînt reprezentate două suprafețe plane paralele orizontale, respectiv verticale, cu temperaturi diferite, între care se află închis un strat subțire de fluid.

Schimbul de căldură între cele două suprafețe are loc prin intermediul fluidului. Dacă cele două suprafețe sînt orizontale și suprafața superioară are o temperatură mai mare decît suprafața inferioară, în masa fluidului nu pot apărea curenți de convecție. iar căldura se transn de fluid, practic numai prin conducție. Dacă suprafețele sînt verticale, sau dacă ele sînt orizontale, dar temperatura este mai mare pe suprafața inferioară decît pe suprafața superioară, în masa fluidului pot apărea curenți de convecție liberă. Acești curenți se pot însă frîna reciproc (curenții ascendenți cu cei descendenți; există o dublă convecție), pentru că stratul de fluid este subțire, și

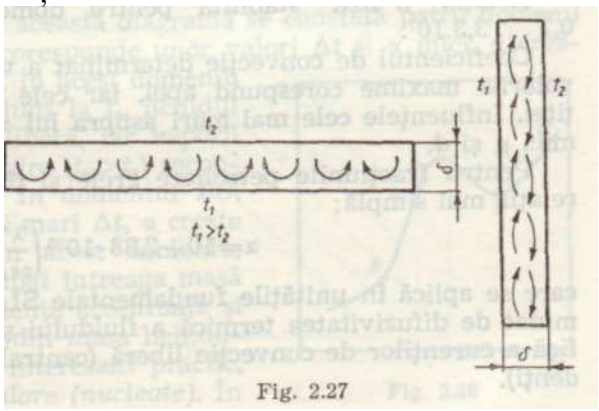


Fig. 2.27

TABELUL 2.21

Valorile constantei şi exponentului din relaţia (2.143)

GrPr	*C*	n
$<10^3$	1	0
$10^3 \cdots 10^6$	0,105	0,3
$10^6 \cdots 10^{10}$	0,4	0,2

atunci principalul mod de transmitere a căldurii este conducţia.

în cazul straturilor subţiri de fluid, limitate de două suprafeţe plane paralele, căldura transmisă în unitatea de timp se calculează cu ajutorul relaţiei lui Fourier, pentru perete plan, în care se utilizează o conductivitate termică echivalentă calculată cu ajutorul relaţiei:

$$\frac{\lambda_e}{\lambda} = C(GrPr)^n. \qquad (2.143)$$

In această relaţie, ca lungime caracteristică se utilizează grosimea § a stratului, iar proprietăţile fizice ale fluidului se iau la temperatura $t=0,5(t_x+t_2)$.

Valorile constantei şi exponentului din această relaţie sînt redate în tabelul 2.21. In cazul în care produsul $GrPr < IO^3$, X_e='A, şi deci prin stratul de fluid căldura se transmite prin conducţie pură. Cum pentru fluide A, are valori mici, stratul respectiv joacă rolul unui strat izolator.

Cazul lichidelor staţionate în conducte orizontale. Dacă pe o conductă orizontală de transport al unui lichid cald se opreşte accidental circulaţia, lichidul rămas în conductă se răceşte prin convecţie liberă în regim nestaţionar. Considerîndu-se intervale mici de timp, respectiv intervale mici de temperatură pentru răcirea lichidului, regimul nestaţionar poate fi înlocuit cu o succesiune de regimuri pseudostaţionare, corespunzătoare condiţiilor medii.

Un astfel de proces de convecţie liberă în spaţiu limitat se deosebeşte de cazul analizat anterior, prin faptul că fluidul este în contact cu o singură suprafaţă izotermică.

Studiindu-se experimental acest proces specific de convecţie liberă, cu diverse lichide (apă, benzen, fracţiuni grele de ţiţei etc), cu diverse diametre de tuburi şi la temperaturi sub 100°C, s-a stabilit următoarea relaţie de formă clasică, pentru calcularea coeficientului de convecţie:

$$Nu=0,0575\ Gr^{0,284}Pr^{0,45} \qquad (2.144)$$

în această relaţie, proprietăţile fizice ale fluidului se iau la temperatura medie $t=0,5\ (£/+t_p)$, lungimea caracteristică este diametrul interior al conductei, iar în criteriul *Gr* diferenţa de temperatură este $At=t_f—t_p$.

Relaţia a fost stabilită pentru domeniile Pr = 2 . . . 9 620 si Gr= 0,7 . . . 3,3.IO^7.

Coeficientul de convecţie determinat a variat între 15 şi 160 W/m-"C; valorile maxime corespund apei, iar cele minime fracţiunilor grele de ţiţei. Influenţele cele mai mari asupra lui a le au X, p şi *c,* iar cele mai mici u şi *d.*

Pentru fracţiunile petroliere grele şi ţiţei, a poate fi calculat şi cu relaţia mai simplă:

$$\alpha=10+2,88\cdot 10^{35}\left(\frac{\lambda}{\rho c}\right)^{4,5}\beta\Delta t \qquad (2.145)$$

care se aplică în unităţile fundamentale SI. Se constată că a este determinat de difuzivitatea termică a fluidului şi de forţa ascensională specifică a curenţilor de convecţie liberă (central ascendenţi şi lateral descendenţi).

Valorile coeficientului de convecţie, la un lichid staţionat într-o conductă orizontală, sînt necesare în calculele de stabilire a variaţiei temperaturii lichidului în timp, în legătură cu evitarea congelării sale în conductă.

2.5.4. CONVECŢIA LA FIERBEREA LICHIDELOR

Procesul de fierbere. S-a studiat în special fierberea lichidelor pure, sub presiune constantă, în vase relativ mari, în domeniul mişcării libere. Lichidul studiat cel mai mult a fost apa. S-a constatat că temperatura lichidului este mai mare în toată masa sa decît temperatura de saturaţie corespunzătoare presiunii. Diferenţa de temperatură este de ordinul zecimilor de grad pentru cea mai mare parte a lichidului şi de cîteva grade pentru un strat subţire de lichid, care vine în contact cu suprafaţa de încălzire.

Bulele de vapori se formează pe suprafaţa de încălzire, unde supraîncălzirea ($At=;t_p—-t_s$) este maximă şi numai în anumite puncte (centre de vaporizare). Centre de vaporizare pot fi asperităţile peretelui, particulele de piatră de calcar depuse pe suprafaţa de încălzire etc. S-a constatat că numărul centrelor de vaporizare creşte odată cu creşterea lui At (se pot forma bule de vapori şi pe asperităţile cu rază de curbură mai mică şi se intensifică fierberea).

Bulele de vapori se măresc treptat şi, la un moment dat, ele se desprind şi se ridică prin masa lichidului. Dimensiunile lor în timpul desprinderii depind, printre altele, de tensiunea superficială a lichidului (forţa sub acţiunea căreia suprafaţa liberă a lichidului tinde să se reducă) şi de faptul că lichidul udă sau nu suprafaţa solidului. Desprinderea se face uşor în cazul lichidelor care udă suprafaţa (de exemplu, apa) şi greu în cazul lichidelor care nu udă suprafaţa (de exemplu, mercurul). Bulele de vapori se măresc şi după desprindere, iar mişcarea lor creează turbulenţă în masa lichidului (se îmbunătăţeşte schimbul de căldură).

în literatură se întîlnesc diverse studii referitoare la aspectele fizice ale formării şi mişcării bulelor de vapori.

în figura 2.28 este redată în principiu diagrama (în coordonate logaritmice) de variaţie a coeficientului de convecţie, la fierberea lichidelor pure sub presiune constantă, în spaţii relativ mari, în funcţie de diferenţa de temperatură $At=t_p—t_s$. în această diagramă se constată patru domenii caracteristice. Domeniul *AB* corespunde unor valori At şi a mici, a crescînd uşor cu creşterea lui At. în acest domeniu nu toată masa lichidului a ajuns la t_s, lichidul se încălzeşte prin convecţie liberă, iar vaporii formaţi pe suprafaţa de încălzire $(t_p>t_s)$ recondensează în masa de lichid. în domeniul *BC,* corespunzător unor valori mai mari At, a creşte rapid cu creşterea lui At. în acest domeniu, bulele de vapori formate străbat întreaga masă de lichid, se creează o turbulenţă accentuată şi are loc eliminarea de vapori din masa lichidului. Acest domeniu, cel mai interesant practic, este domeniul fierberii *globulare (nucleate).* în

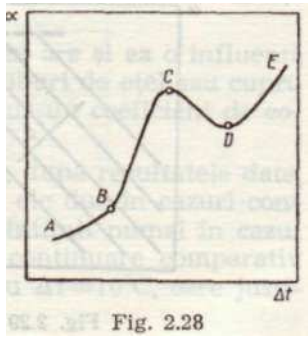


Fig. 2.28

domeniul *CD,* la valori At relativ mari, numărul centrelor de vaporizare fiind mai mare, apar zone cu peliculă continuă de vapori pe suprafaţa de încălzire, peliculă rezultată prin unirea bulelor de vapori în formare. Pelicula de vapori (conductivitate termică mică) opune o rezistenţă termică mare şi schimbul de căldură se reduce (a scade cu creşterea lui At). Pelicula de vapori se rupe periodic, formîndu-se bule mari care se ridică la suprafaţa liberă a lichidului, dar ea se reface imediat. în domeniul *DE* fierberea este total *peliculară* şi reîncepe creşterea lui oc cu creşterea lui At.

La o circulaţie forţată a lichidului pe lîngă suprafaţa de încălzire (obişnuit la circulaţia prin interiorul tuburilor), la aceeaşi valoare At se obţine o valoare mai mare a lui a. Curba de variaţie a fluxului termic specific $q—Q/A$ (tensiunea termică), în funcţie de At, este asemănătoare cu curba de variaţie a lui a.

în practică se recomandă ca procesele de fierbere să se realizeze numai în domeniul *BC* al fierberii globulare, obţinîndu-se valori mari ale coeficientului de convecţie, fără a fi necesară o supraîncălzire prea mare a suprafeţei de încălzire.

Pentru fierberea apei la presiunea normală atmosferică (t_s=100°C), în spaţiu relativ mare, s-au stabilit următoarele valori pentru limitele domeniului fierberii globulare:

$$\Delta t_B=5°C;\quad \alpha_B=1\,160\ W/m^2\ °C;\quad q_B=1\,160\cdot 5=5\,800\ W/m^2$$

$$\Delta t_C=25°C;\ \alpha_C=46\,500\ W/m^2\ °C;\ q_C=46\,500\cdot 25=1{,}163\cdot 10^6\ W/m^2$$

în figura 2.29 este redată în principiu diagrama (în coordonate logaritmice) de variaţie a coeficientului de convecţie, la fierberea globulară a lichidelor pure în spaţii relativ mari, în funcţie de diferenţa de temperatură $t_p—t_s$ şi de presiune. Curba limită din partea superioară este locul geometric al punctelor *C* (punctele de maximum pentru fierberea globulară). Se constată că, pentru o valoare At dată, oc creşte odată cu creşterea presiunii. Punctele de pe curba limită indică o creştere a lui a„ respectiv o scădere a lui At_0 odată cu creşterea presiunii.

Asemănător, în figura 2.30 este redată în principiu diagrama (în coordonate logaritmice) de variaţie a fluxului termic specific, la fierberea globulară a lichidelor pure în spaţii relativ mari, în funcţie de diferenţa de temperatură şi de presiune. Curba limită din partea superioară este locul geometric al punctelor *C.* Se constată că, pentru o valoare At dată, *q* creşte odată cu creşterea presiunii (prin creşterea lui a). Punctele de pe curba limită indică o scădere a lui At,. odată cu creşterea presiunii, iar pentru

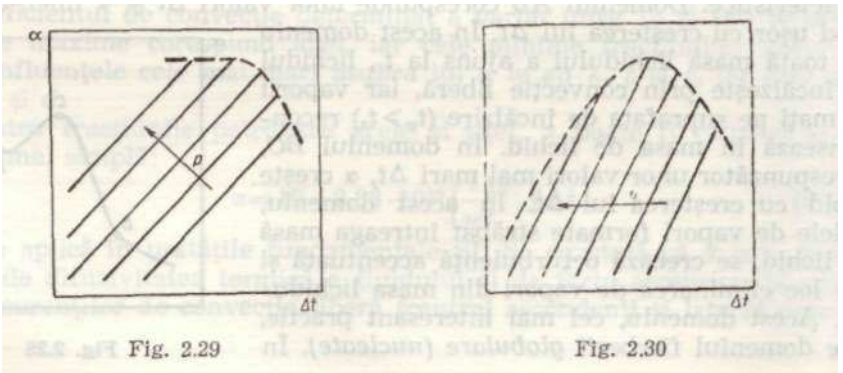


Fig. 2.29 Fig. 2.30

q_c inițial o creștere și apoi o scădere. Există o presiune la care q_c are o valoare maximă (de exemplu, pentru apă această presiune este de aproximativ 98 bar), iar la presiunea critică (termodinamică) $q_c=0$, pentru că în punctul critic vaporizarea se produce fără consum de căldură.

Relații de calcul pentru a. Pentru fierberea în domeniul globular, în spații relativ mari (în mișcare liberă), a lichidelor pure care udă suprafața solidului, la diverse presiuni, G. N. Krujilin a stabilit următoarea relație care permite calcularea coeficientului de convecție:

$$\alpha=1{,}43\cdot 10^{-4}\cdot\frac{\lambda^{2.67}\Delta t^{2.33}(r\rho_v)^{0.13}}{\nu^{1.67}T_s^{1.23}\sigma^{1.115}\cdot(c\rho)^{0.57}\cdot(g\cdot\Delta\rho)^{0.115}} \qquad (2.146)$$

Toate proprietățile fizice, inclusiv tensiunea superficială 0 și căldura latentă de vaporizare r, se iau la temperatura de saturație și aparțin lichidului, cu excepția lui p„ care aparține vaporilor (Ap=p—p„; At=t_p-t_s\ T_s se ia în K; g este accelerația gravitațională).

Această relație foarte complexă se aplică practic la fierberea în exteriorul unui tub orizontal singular. Pentru același caz, pot fi utilizate și următoarele relații mai simple:

— relația McNelly

$$\alpha=0{,}008133\,\frac{p\lambda}{\sigma}\left(\frac{\Delta t\,c}{r}\right)^{2.226}\left(\frac{\Delta\rho}{\rho_v}\right)^{1.0645} \qquad (2.147)$$

(relația este omogenă dimensional; p este presiunea la care are loc fierberea);

— relația Forster-Zuber

$$\alpha=3{,}583\cdot 10^{-4}\,\frac{\lambda^{0.79}\Delta p^{0.75}\rho^{0.49}c^{0.45}}{\sigma^{0.5}\mu^{0.29}}\left(\frac{\Delta t}{r\rho_v}\right)^{0.24} \qquad (2.148)$$

(se aplică în unitățile fundamentale S.I.; A_p este diferența presiunilor de vapori la t_p și t_s);

— relația Starczewski

$$\alpha=0{,}005057\,p_c^{1.67}\Delta t^{1.85}(1+109\,p_r+657\,p_r^2) \qquad (2.149)$$

(a rezultă în W/m^2 °C; p_c este presiunea critică în bar, iar p_r presiunea redusă).

Se remarcă forma deosebită a ultimei relații, în care nu apar proprietățile fizice ale fluidului.

Se constată că nici una dintre aceste relații nu conține diametrul tubului. Cercetările recente indică o scădere ușoară a lui a, odată cu creșterea lui d.

Natura metalului din care este confecționat tubul are și ea o influență asupra lui a. Relațiile anterioare se aplică pentru tuburi de oțel sau cupru (și aliajele sale). Pentru alte metale, trebuie introdus un coeficient de corecție.

Cu toate că relațiile anterioare au fost selectate, după rezultatele date, dintre numeroasele relații existente, se constată că ele duc în cazuri concrete la valori destul de diferite. Acest lucru este întîlnit numai în cazul convecției la fierberea lichidelor. Se prezintă în continuare comparativ cîteva valori a, calculate cu diversele relații, pentru At=10°C, care justifică afirmația anterioară (tab. 2.22).

TABELUL 2.22

Valori α la fierbere calculate cu diverse relații

Fierbere	α, [W/m² °C]			
	(2.146)	(2.147)	(2.148)	(2.149)
Apă la 100°C	5 790	3 500	2 490	4 440
Apă la 180°C	18 300	6 230	8 000	21 450
Propan la −32°C	710	5 150	1 310	1 080
Propilenă la 0°C	2 110	8 070	2 990	5 650

Este bine ca, la dimensionarea aparaturii în care au loc procese de fierbere, să se calculeze a cu mai multe relații și să se aleagă o valoare mijlocie.

In literatură se întîlnesc și relații individuale foarte simple pentru cal-. cularea lui a, ca de exemplu:

— pentru fierberea apei între 0,2 si 98 bar

$$\alpha = 25{,}96 p^{0{,}5867} \Delta t^{2{,}333} [\mathrm{W/m^2\,°C}] \qquad (2.150)$$

(p se introduce în bar; pentru p—10 bar sau i_s=180°C si At=10°C, rezultă oc=21580 W/m²°C);

— pentru fierberea amoniacului

$$\alpha = (4{,}2 + 0{,}0294 \cdot J^{3{,}333} At^{2{,}333} [\mathrm{W/m^2\,°C}] \qquad (2.151)$$

(pentru t_s=—30°C și At=10°C, rezultă a=11 724 W/m² °C).

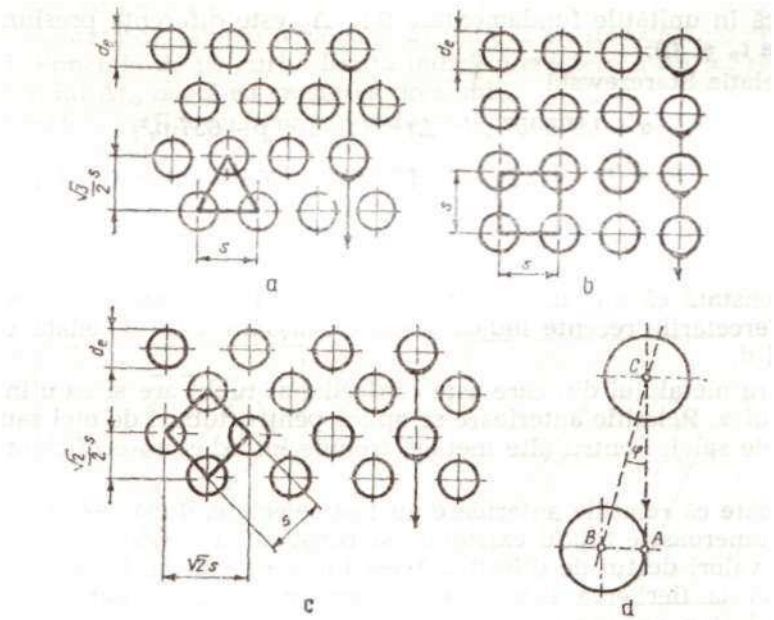


Fig. 2.31

La schimbătoarele de căldură cu fascicul tubular în manta, după cum se va discuta amănunţit în capitolul respectiv, tuburile pot fi plasate în triunghi echilateral, în pătrat sau în pătrat rotit cu 45° (fig. 2.31). La fierberea unui lichid în exteriorul unui fascicul tubular orizontal se constată o valoare medie a lui ot mai mică decît valoarea corespunzătoare unui tub singular. Acest lucru se explică prin faptul că, în mişcarea lor ascensională, bulele de vapori se lovesc de tuburile superioare, existînd posibilitatea ca pe aceste tuburi să se formeze peliculă parţială de vapori, care reduce transferul de căldură.

Valoarea medie a lui a, pentru un fascicul tubular, se află înmulţind valoarea calculată prin una dintre relaţiile anterioare, cu un factor de corecţie, redat prin următoarea relaţie empirică:

$$F=0{,}714\ \frac{\left(\frac{P_o-d_e}{0{,}3048}\right)^{0.03097\,G}}{N^{0.24(ln\,N)-0.42}} \qquad (2.152)$$

în care G este debitul specific de vapori pentru tuburile singulare (din partea inferioară a fasciculului), exprimat pe unitatea de arie liberă dintre două tuburi alăturate. Relaţia pentru calcularea lui G:

$$G=\frac{\alpha\pi d_e L\Delta t}{r(p_o-d_e)L}\ [\mathrm{kg/m^2s}] \qquad (2.153)$$

Pasul tuburilor de pe un şir orizontal p„ şi pasul tuburilor de pe un şir vertical p_v au următoarele valori (fig. 2.31):

— aşezarea în triunghi $p_0=s;\ p_v=\backslash 3\ \ s;$

—• aşezarea în pătrat normal $p_0=p_c=s;$

— aşezarea în pătrat rotit $p_0 = p_v = \backslash 2\ \ s.$

In relaţia (2.152) $N=DJp_v$ şi reprezintă numărul de tuburi pe un şir vertical central (Dj este diametrul interior al mantalei schimbătorului). Trebuie evitată la fierbere aşezarea în pătrat normal, pentru care A^r este mai mare şi deci F mai mic.

Fierberea peliculară, care nu este interesantă din punct de vedere practic, a fost foarte puţin studiată.

Pentru o astfel de fierbere, a poate fi calculat cu relaţia lui Muthoo:

$$\alpha=6{,}47\cdot 10^6\ \lambda_l\left(\frac{\Delta tCp_v}{r}\right)^2\left(\frac{g\Delta\rho}{\sigma}\right)^{0.5} \qquad (2.154)$$

Relaţia este omogenă dimensional. Se constată că ea conţine mai multe proprietăţi fizice ale fazei vapori, printre care conductivitatea termică, şi că a creşte odată cu creşterea lui Ac.

Toate relaţiile anterioare se referă la fierberea în mantaua schimbătoarelor de căldură cu fascicul tubular în manta, chiar dacă lichidul este introdus în manta au ajutorul unei pompe Cse admite că spaţiul în care are loc fierberea este relativ mare, mişcarea fluidului fiind practic liberă).

In interiorul unui tub vertical, cu circulaţie ascendentă a lichidului, fierberea este mai apropiată de domeniul circulaţiei forţate, chiar dacă circulaţia se face numai prin termosifonare.

Pentru fierberea lichidelor pure care udă suprafaţa, în domeniul fierberii globulare, în interiorul tuburilor verticale, vaporizarea fiind totală

sau parțială, coeficientul de convecție se calculează cu relația lui Hughmark:

$$\frac{\alpha d_1}{\lambda} = \frac{9{,}02\left(\frac{d_4 w \rho}{\mu}\right)^{0.55}\left(\frac{c\mu}{\lambda}\right)^{0.25}}{\left(\frac{\Delta\rho}{\rho_v}\right)^{0.6}\left(\frac{1}{c}\right)^{0.45} L^{0.25}} \qquad (2.155)$$

Relația se aplică în unitățile fundamentale S.I.; L reprezintă lungimea tubului; se recunosc în relație criteriile *Nu, Re* și *Pr;* se remarcă lipsa căldurii latente de vaporizare; proprietățile fizice se iau la temperatura de saturație.

Viteza utilizată în relație este media logaritmică a vitezei la intrarea și respectiv la ieșirea din tub:

$$w = \frac{w_2 - w_1}{\ln \frac{w_2}{w_1}}$$

Relații de calcul pentru q_c. Pentru că în practică trebuie să se lucreze în domeniul fierberii globulare, este bine să se cunoască valoarea maximă admisibilă a fluxului termic specific, corespunzător acestui domeniu de fierbere. Valoarea fluxului termic specific în punctul C, punctul de maximum al fierberii globulare, numită deseori și valoare critică, poate fi calculată cu diverse relații, dintre care cea mai complexă este relația lui Krujilin:

$$q_c = 142\,\frac{(g\Delta\rho)^{0.475}\lambda^{0.4}(r\rho_v)^{0.36}T_s^{0.32}\sigma^{0.215}}{\rho^{0.45}\nu^{0.14}c^{0.08}} \qquad (2.156)$$

(notațiile sînt cele întîlnite anterior, la calculul lui a).

Dintre relațiile mai simple pentru calcularea lui q_c au fost selectate următoarele:

— relația Kutateladze

$$q_c = 0{,}16r(\rho_v^2\Delta\rho\sigma g)^{0.25} \qquad (2.157)$$

— relația Chang-Snyder

$$q_c = 0{,}145r(\rho_v^2\Delta\rho\sigma g)^{0.25}\left(\frac{\rho+\rho_v}{\rho}\right)^{0.5} \qquad (2.158)$$

— relația Rohsenow-Griffith

$$q_c = 0{,}01194r\rho_v^{0.4}\Delta\rho^{0.6} \qquad (2.159)$$

(această relație nu este omogenă dimensional; ea se utilizează în unități fundamentale S.I.)

Se constată că în punctul critic $q_c = 0$, pentru că $r = 0$.

Aceste relații dau valori apropiate, așa cum rezultă din următoarele date calculate (tab. 2.23).

O relație mai deosebită pentru calcularea lui q_c este cea stabilită de Mostinski:

$$q_c = 3{,}796\cdot 10^4 p_c p_r^{0.35}(1-p_r)^{0.9}\,[\mathrm{W/m^2}] \qquad (2.160)$$

(presiunea critică se introduce în bar; în punctul critic $p_r = 1$ si rezultă

TABELUL 2.23

Valori q_c la fierbere calculate cu diverse relații

Fierbere	q_c, [W/m²]		
	(2.157)	(2.158)	(2.159)
Apă la 100°C	1 354 000	1 227 000	1 349 000
Propan la −32°C	363 800	330 700	363 000
Propilenă la 0°C	583 000	534 000	543 000

Pentru a se asigura o fierbere globulară, se recomandă în cazurile practice să se lucreze cu tensiuni termice de ordinul q=10 000 ... 50 000 W/m², la care corespund valori mici ale lui Ai (de ordinul 5 ... 15°C).

în instalațiile tehnologice din industria petrochimică se întîlnesc diverse aparate de schimb de căldură, în care au loc procese de fierbere, ca de exemplu: generatoare de abur (prin recuperare de căldură) în care are loc fierberea apei; răcitoare sau condensatoare cu agenți frigorifici în care are loc fierberea acestor agenți (amoniac, hidrocarburi ușoare, freoni, bioxid de sulf) și refierbătoare în care are loc fierberea produsului de la baza coloanelor de fracționare (în majoritatea cazurilor acest produs poate fi asimilat cu o substanță pură). Pentru fierberea unor amestecuri cu domeniul de fierbere relativ îngust, pot fi adaptate și utilizate relațiile prezentate anterior, care se referă la fierberea lichidelor pure. In astfel de cazuri au loc simultan procese de încălzire a lichidului, de vaporizare a lichidului și de încălzire a vaporilor și trebuie să se lucreze cu valori medii, respectiv cu o căldură latentă de vaporizare aparentă.

Pentru procesele complexe de fierbere, ca de exemplu fierberea țițeiului în tuburile unui cuptor *DA,* la care amestecul este foarte larg, temperatura și presiunea variind foarte mult în timpul vaporizării, iar curgerea fiind categoric forțată, nu există relații pentru calcularea coeficientului de convecție.

Cum la fierbere a are în majoritatea cazurilor valori foarte mari, prin neglijarea sau aproximarea rezistenței termice corespunzătoare, nu se introduce o eroare însemnată în calculele de dimensionare a aparaturii de transfer de căldură.

2.5.5. CONVECȚIA LA CONDENSAREA VAPORILOR

Teoria condensării peliculare. Dacă vaporii saturați vin în contact cu un solid rece, ei condensează pe suprafața solidului, avînd loc un schimb de căldură prin convecție între vapori și solid. Condensarea poate fi *peliculară,* atunci cînd condensul formează o peliculă pe suprafața solidului, sau *în picături,* atunci cînd condensul formează picături pe suprafața solidului. Condensarea în picături este întîlnită la lichidele care nu udă suprafața solidului cu care vin în contact și în cazul în care suprafața solidului este murdară de un lichid cu care condensul nu este miscibil (de, exemplu, condensarea vaporilor de apă pe o suprafață murdară de ulei).

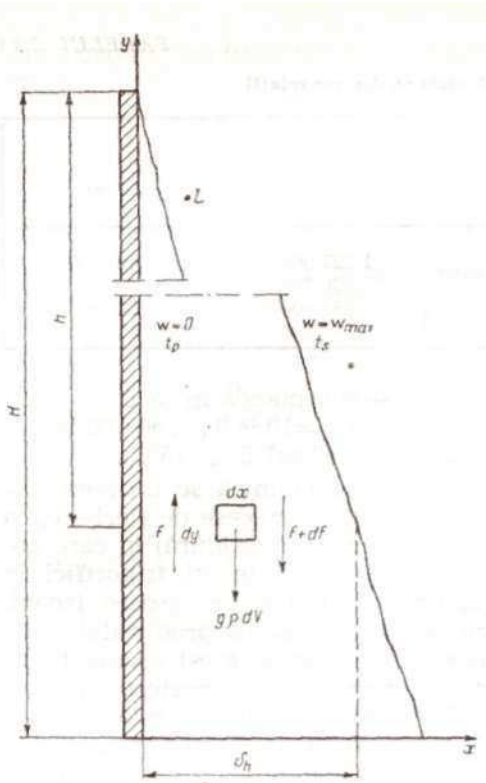


Fig. 2.32

în majoritatea cazurilor practice se întîlnește condensarea peliculară, în care pelicula de condens se scurge laminar pe suprafața solidului, iar viteza de circulație a vaporilor pe lîngă suprafața solidului este neglijabilă. Schimbul de căldură în acest caz a fost analizat de către Nusselt și în cele ce urmează se redă această teorie a condensării peliculare.

în figura 2.32 este redată imaginea peliculei de condens pe suprafața unui perete plan vertical, cu înălțimea *H* și lungimea L. Grosimea peliculei este variabilă: egală cu zero la partea superioară a peretelui și maximă la baza peretelui. Se admite, în această peliculă, un element de volum cu dimensiunile dx, *ăy* și L. Asupra acestui element acționează forța de greutate și forțele de frecare, rezultanta lor fiind:

$$dF=g\rho dx dy L-f dy L+(f+f+df)dy L=dy L\,(g\rho dx+df).$$

Considerînd că accelerația elementului este nula, rezulta ca și torța rpznltantă pstpnnlă:

$$dy L(g\rho dx+df)=0;\quad \frac{df}{dx}=-\rho g.$$

Forța specifică de frecare se exprimă prin relația lui Newton:

$$f=\mu\frac{dw}{dx}\quad \text{și}\quad \frac{df}{dx}=\mu\frac{d^2w}{dx^2}=-\rho g.$$

Rezultă, în continuare:

$$\frac{d^2w}{dx^2}=-\frac{\rho g}{\mu};\quad \frac{dw}{dx}=-\frac{\rho g}{\mu}x+C_1 \text{ și } w=-\frac{\rho g}{2\mu}x^2+C_1x+C_2.$$

Valorile constantelor de integrare din ecuația variației vitezei în peliculă (după direcția *x)* se obțin din condițiile la limită:

pentru x=0, corespund *w—O* și $C_2=0$;

pentru a:=S, corespund $w=w_{max}$ (viteza maximă), deci:

$$\frac{dw}{dx}=0=-\frac{\rho g}{\mu}\delta+C_1 \text{ și } C_1=\frac{\rho g\delta}{\mu}.$$

Ecuația variației vitezei în peliculă va fi:

$$w=-\frac{\rho g}{2\mu}x^2+\frac{\rho a\delta}{\mu}x.$$

Viteza medie a peliculei de condens este:

$$m=\overline{w}\delta L\rho=\frac{g\rho^2\delta^3 L}{3\mu}\,;$$

$$\mathrm{d}m=\frac{g\rho^2 L}{3\mu}3\delta^2\,\mathrm{d}\delta$$

$$\mathrm{d}Q=\frac{\lambda}{\delta}\,dyL(t_s-t_p)$$

$$\mathrm{d}m=\frac{\mathrm{d}Q}{r}=\frac{\lambda L\Delta t}{\delta r}\,\mathrm{d}y.$$

$$\frac{\lambda L\Delta t}{\delta r}\,\mathrm{d}y=\frac{g\rho^2 L}{\mu}\,\delta^2\mathrm{d}\delta;$$

$$\frac{\lambda\Delta t}{r}\int_0^h \mathrm{d}y=\frac{g\rho^2}{\mu}\int_0^{\delta_h}\delta^3\mathrm{d}\delta;$$

$$\frac{\lambda\Delta th}{r}=\frac{g\rho^2}{\mu}\,\frac{\delta_h^4}{4}\quad\text{și}\quad\delta_h=\left(\frac{4\lambda\Delta th\mu}{g\rho^2 r}\right)^{1/4}.$$

Din egalarea expresiilor Fourier și Newton pentru schimbul de căldură prin pelicula de condens, rezultă:

$$\mathrm{d}Q=\frac{\lambda}{\delta}\,dyL\Delta t=\alpha dyL\Delta t;\ \alpha=\frac{\lambda}{\delta}\,.$$

Valoarea locală a coeficientului de convecție, la distanța *h* de la partea superioară a peretelui, se poate exprima prin relația:

$$\alpha_h=\frac{\lambda}{\delta_h}=\left(\frac{\lambda^3 g\rho^2 r}{4\Delta th\mu}\right)^{1/4}.$$

Valoarea medie a coeficientului de convecție, pentru întreaga suprafață a peretelui, va fi:

$$\alpha=\frac{1}{H}\int_0^H \alpha_h\,dh=\frac{1}{H}\left(\frac{\lambda^3 g\rho^2 r}{4\Delta t\mu}\right)^{1/4}\int_0^H h^{-\frac{1}{4}}dh=\frac{1}{H}\left(\frac{\lambda^3 g\rho^2 r}{4\Delta t\mu}\right)^{1/4}\frac{4}{3}H^{3/4}=$$

$$=\frac{4}{3(4)^{1/4}}H^{-\frac{1}{4}}\left(\frac{\lambda^3 g\rho^2 r}{\Delta t\mu}\right)^{1/4};$$

$$\alpha=0{,}943\left(\frac{\lambda^3 g\rho^2 r}{\Delta t\mu H}\right)^{1/4}. \qquad (2.161)$$

La condensarea vaporilor pe un perete plan înclinat, cu un unghi cp față de planul orizontal, în stabilirea relației lui a va intra proiecția forței de greutate pe planul peretelui:

$$g\rho dx dy L\sin\varphi$$

și se va ajunge la concluzia că:

$$\alpha_\varphi=\alpha_{vert}(\sin\varphi)^{1/4}.$$

La condensarea vaporilor pe suprafața exterioară a unui tub orizontal, coeficientul de convecție va fi:

$$\alpha=\frac{1}{\pi}\int_0^\pi \alpha_\varphi d\varphi=0{,}725\left(\frac{\lambda^3 g\rho^2 r}{\Delta t\mu d}\right)^{1/4}, \qquad (2.162)$$

Relațiile obținute pot fi scrise sub următoarea formă generală:

$$\alpha=C\left(\frac{\lambda^3 g\rho^2 r}{\Delta t\mu l}\right)^{1/4}, \qquad (2.163)$$

în care, pentru pereți plani verticali sau pentru tuburi verticale (condensare în exterior), constanta C are valoarea 0,943, iar lungimea caracteristică l este înălțimea peretelui, respectiv lungimea tubului, și în care, pentru tuburi orizontale C=0,725, iar lungimea caracteristică este diametrul exterior al tubului.

Proprietățile fizice ale condensului (X, p, u) se iau la temperatura $t=0{,}5(t_p+t_s)$, iar r se ia la temperatura t_s.

Relația (2.163) poate fi scrisă și sub următoarea formă criterială:

$$\frac{\alpha l}{\lambda}=C\left(\frac{l^3 r\rho^2 g}{\lambda\mu\Delta t}\right)^{1/4} \qquad (2.164)$$

Pentru curgerea turbulentă a peliculei de condens, caz mai rar întâlnit în practică, există relații deosebite pentru calcularea coeficientului de convecție.

La mișcarea forțată a vaporilor, pe lîngă suprafața solidului pe care are loc condensarea, coeficientul de convecție are valori mai mari decît în cazul mișcării libere a vaporilor (pelicula de condens poate fi antrenată de vapori, w crește și 8 scade; sau, pelicula poate fi desprinsă de pe suprafața peretelui, în care caz rezistența termică scade).

Relația (2.163) poate fi utilizată și în cazul în care vaporii nu sînt saturați, ci ușor supraîncălziți, înlocuindu-se căldura latentă cu:

$$r+c_{p\ vap}(t_{supr}-t_s)=i_{vap\ supr}-i_{lic\ sat.}$$

(At rămîne însă egal cu t_s-t_p*).*

La condensarea vaporilor în exteriorul unui tub, coeficientul de convecție are valori diferite, în funcție de poziția tubului (orizontal sau vertical).

$$\frac{\alpha_{ortz}}{\alpha_{vert}}=\frac{0{,}725}{0{,}943}\left(\frac{L}{d_e}\right)^{1/4}$$

Și $a_{ortz}>a_{„ert}$ pentru $L/d_e>2{,}8622$. La valorile practice ale raportului L/d_e coeficientul de convecție este mult mai mare în cazul așezării orizontale decît în cazul așezării verticale (condensatoarele tubulare se plasează obișnuit în poziție orizontală).

In cele ce urmează se prezintă unele date suplimentare privind convecția la condensarea vaporilor.

Condensarea la exteriorul tuburilor verticale. Condensarea la exteriorul tuburilor verticale este întîlnită în mai multe cazuri practice, ca de exemplu în mantaua refierbătoarelor termosifon verticale, agentul de încălzire fiind aburul saturat. Pentru încălziri este de preferat aburul saturat, care cedează căldură prin condensare, coeficientul de convecție avînd valori mari și nu aburul supraîncălzit, care cedează căldură prin răcire, coeficientul de convecție avînd valori mici și deci fiind necesară o suprafață de schimb de căldură mare.

Prin teoria condensării peliculare a lui Nusselt, s-a stabilit pentru o astfel de condensare relația:

$$\alpha=0{,}943\left(\frac{\lambda^3\rho^2 rg}{L\mu\Delta t}\right)^{1/4} \qquad (2.165)$$

In literatură se întîlnesc mai multe propuneri de modificare a constantei acestei relații, propuneri bazate pe unele determinări experimentale. Mai frecvent întîlnită în literatura sovietică este valoarea constantei 1,15.

Se constată că prin creșterea lungimii tubului, crescînd grosimea medie a peliculei de condens, valoarea lui a scade.

în figura 2.33 sînt redate schematic peliculele de condens la condensarea în exteriorul tuburilor verticale. în cazul *b* tubul este prevăzut cu aripioare circulare transversale, care au rolul de a îndepărta de pe tub pelicula de condens. în acest caz lungimea caracteristică (care determină grosimea medie a peliculei de condens) este distanța dintre două aripioare alăturate. Prezența acestor aripioare duce la o majorare a lui a. De sub fiecare aripioară grosimea peliculei începe practic de la zero.

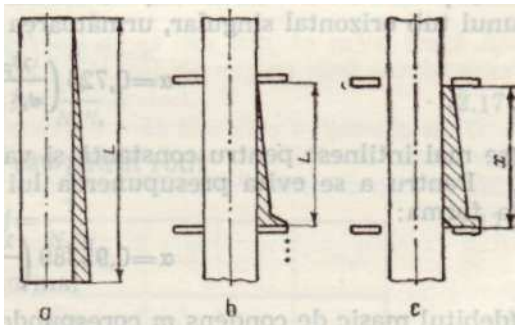


Fig. 2.33

în cazul *c,* cînd în manta există șicane transversale (acestea nu etanșează pe tuburi) gro-

simea peliculei de condens nu începe de la zero. în acest caz lungimea caracteristică este:

$$L=2,5x$$

x fiind distanța dintre două șicane alăturate.

Pentru aplicarea practică a relației (2.165) trebuie presupusă temperatura t_p, necesară în At și pentru citirea proprietăților fizice ale condensului la temperatura medie, iar final aceasta trebuie verificată.

Pentru a se evita acest calcul prin încercări succesive, avîndu-se în vedere faptul că At are o valoare redusă și deci proprietățile fizice citite la t_m sînt apropiate de cele corespunzătoare temperaturii medii, relația (2.165) poate fi modificată corespunzător.

Se înlocuiește în relație *r,* cu expresia:

$$r=\frac{Q}{m}=\frac{\alpha\pi d_e L\,\Delta t}{m}$$

în care *m* este debitul masic de condens corespunzător lungimii de tub *L* (cazurile a și o din figura 2.34), obținîndu-se:

$$\alpha=1,3543\left(\frac{\lambda^3\rho^2 g d_e}{m\cdot\mu}\right)^{1/3} \qquad (2.166)$$

(proprietățile fizice se iau la £,; a fost eliminat At).

Pentru cazul c din figura 2.34 corespunde relația:

$$\alpha=0,9979\left(\frac{\lambda^3\rho^2 g d_e}{m\cdot\mu}\right)^{1/3} \qquad (2.167)$$

în care *m* corespunde lungimii de tub *x*.

W. M. Rohsenow a corectat relația (2.165) la forma:

$$\alpha=0,943\left[\frac{\lambda^3\cdot\rho(\rho-\rho_v)(r+0,68\cdot c\,\Delta t)g}{L\mu\Delta t}\right]^{1/4} \qquad (2.168)$$

(c este căldura specifică a condensului la temperatura medie, iar p_c c sitatea vaporilor la t_s).

In această relație se ține seamă de căldura cedată prin răcirea parțială a condensului și de diferența densităților fazelor, care influențează curgerea peliculei de condens.

Condensarea în exteriorul tuburilor orizontale. Prin teoria condensării peliculare a lui Nusselt, s-a stabilit pentru condensarea în exteriorul unui tub orizontal singular, următoarea relație:

$$\alpha=0,725\left(\frac{\lambda^3\rho^2\cdot rg}{d_e\cdot\mu\cdot\Delta t}\right)^{1/4} \qquad (2.169)$$

(se mai întîlnesc pentru constantă și valorile 0,720 și 0,728).

Pentru a se evita presupunerea lui t_m, această relație poate fi adusă la forma:

$$\alpha=0,95389\left(\frac{\lambda^3\rho^2 g\,L}{m\cdot\mu}\right)^{1/3} \qquad (2.170)$$

(debitul masic de condens *m* corespunde lungimii de tub *L;* toate proprietățile fizice se iau la t_s).

în practică se întîlnesc frecvent condensări în mantaua schimbătoarelor de căldură, condensări în exteriorul unor fascicule de tuburi orizontale.

In figura 2.31 sînt redate tipurile de fascicule de tuburi utilizate frecvent *(a* — aşezarea tuburilor în triunghi echilateral; *b* — aşezarea tuburilor în pătrat şi c — aşezarea tuburilor în pătrat rotit cu 45°), precum şi mărimile geometrice caracteristice.

La un şir vertical de tuburi, condensul se scurge de pe un tub pe altul, grosimea peliculei şi rezistenţa termică cresc, iar coeficientul de convecţie scade (de sus în jos). La acelaşi număr dat de şiruri orizontale de tuburi, aşezarea în pătrat normal este cea mai dezavantajoasă, pentru că ei îi corespunde grosimea medie a peliculei de condens cea mai mare.

Dacă fasciculul de tuburi se roteşte, astfel încît scurgerea condensului să se facă tangenţial de la un tub la altul, pelicula de condens se măreşte numai pe o zonă a tubului şi scăderea coeficientului de convecţie este minimă.

Conform figurii 2.31, *d,* cu referire la triunghiul *ABC,* pot fi stabilite valorile unghiului cp de rotire a fasciculului:

— pentru aşezarea în triunghi

$$BC=\sqrt{3}\,s;\ AB=\frac{d_e}{2},\varphi=\arcsin\frac{AB}{BC}=\arcsin\frac{d_e}{2\sqrt{3}\,s} \qquad (2.171)$$

la $s=l,3\ d_e$ corespunde cp = 12,8

— pentru aşezarea în pătrat normal

$$BC=s;\ AB=\frac{d_e}{2};\ \varphi=\arcsin\frac{d_e}{2s} \qquad (2.172)$$

la $s=1,3\ d_e$ corespunde cp=22,6°

— pentru aşezarea în pătrat rotit

$$BC=\sqrt{2}\,s;\ AB=\frac{d_e}{2};\ \varphi=\arcsin\frac{d_e}{2\sqrt{2}\,s} \qquad (2.173)$$

la $s=1,3\ d_e$ corespunde cp = 15,8°

Pentru un număr relativ mare de şiruri de tuburi, la scurgerea tangenţială a condensului, a calculat cu relaţiile tubului singular se corectează cu factorul f=0,88.

în cazul în care fasciculul nu este rotit pentru a se obţine scurgerea tangenţială a condensului, factorul de corecţie pentru a poate fi calculat cu următoarele relaţii:

— indiferent de aşezare

$$f=\frac{1}{N_s^{1/4}} \qquad (2.174)$$

— pentru aşezarea în triunghi sau pătrat rotit

$$f=\frac{1}{N_s^{1/6}} \qquad (2.175)$$

— pentru aşezarea în pătrat normal

$$f=\frac{0,92}{N_s^{1/6}} \qquad (2.176)$$

N_v este numărul mediu de tuburi pe şirurile verticale şi acesta poate fi stabilit cu următoarele relaţii:

— indiferent de aşezare

$$N_v = \frac{3}{4}\frac{D_i}{p_v} \qquad (2.177)$$

— pentru aşezarea în triunghi sau pătrat rotit

$$N_v = 0{,}5\, n^{0{,}5} \qquad (2.178)$$

— pentru aşezarea în pătrat normal

$$N_v = 0{,}9\, n^{0{,}5} \qquad (2.179)$$

în aceste relaţii n este numărul total de tuburi în fascicul; D_i — diametrul interior al mantalei şi p_v — pasul tuburilor pe un şir vertical (p_c=y 3 s la aşezarea în triunghi; p_v=*s* la aşezarea în pătrat; p_c=\/2s la aşezarea în pătrat rotit).

Pentru un schimbător cu Dj=0,9 m şi n=598 tuburi, cu d_e—*2o* mm şi *s=32* mm, aşezate în triunghi, rezultă:

JV_0=12,2 (relaţiile 2.177 şi 2.178)

f=0,535 (relaţia 2.174) şi /=0,659 (relaţia 2.175)

Pentru un schimbător cu Dj=0,9 m şi n=518 tuburi, cu d_e=25 mm şi s=32 mm, aşezate în pătrat normal, rezultă:

W_B=21,1 si 20,5

/=0,467; 0,470; 0,553 şi 0,556.

M. M. Chen propune, pentru condensarea în exteriorul unui fascicul de tuburi orizontale, următoarea relaţie:

$$\alpha = 0{,}728\left[\frac{\lambda^3\rho(\rho-\rho_v)\left(r+\frac{3}{8}c\Delta t\right)g}{d_e\mu\Delta t N_v}\right]^{1/4}\left[1+0{,}2\frac{c\Delta t}{r}(N_v-1)\right] \qquad (2.180)$$

Condensarea în interiorul tuburilor orizontale. Astfel de precese de condensare se întîlnesc frecvent în practică, ca de exemplu la **refierbă**toarele orizontale (termosifon sau cu spaţiu de vapori) cu încălzire cu abur, în serpentinele de încălzire cu abur a produselor grele (ţiţei sau păcură) din rezervoare, la condensatoarele cu aer, la condensatoarele tip cadă cu apă etc.

Frecvent se recomandă următoarea relaţie de tip clasic:

$$\alpha = 0{,}575\left(\frac{\lambda^3\rho^2 rg}{d_i\mu\Delta t}\right)^{1/4} \qquad (2.181)$$

Cum practic se constată că a scade odată cu creşterea lungimii tubului, din cauza acumulării condensului, se recomandă înlocuirea constantei 0,575 cu o constantă C=0,725 *C,* în care *C'=j(L):*

L,m	1	2,5	4	6	8	10
C'	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

Conform acestor date, constanta 0,575 corespunde tuburilor cu L=4 m.

Pentru a se evita presupunerea lui t_p, relația (2.181) poate fi adusă la forma:

$$\alpha = 0{,}70028 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g L}{m \mu}\right)^{1/3} \qquad (2.182)$$

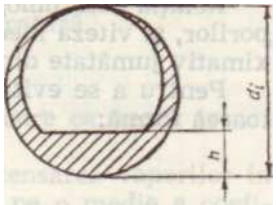


Fig. 2.34

(debitul masic de condens m corespunde lungimii de tub L; toate proprietățile fizice se iau la t_s).

J. C. Chato recomandă pentru condensarea în interiorul tuburilor orizontale, în cazul în care la intrarea în tub vaporii au $i\hat{i}e_0 < 35\,000$, următoarea relație:

$$\alpha = 0{,}555 \left[\frac{\lambda^3 \rho (\rho - \rho_v)\left(r + \frac{3}{8} c\Delta t\right) g}{d_i \mu \Delta t}\right]^{1/4} \qquad (2.183)$$

Numai pentru condensarea aburului, în interiorul unui tub orizontal, se poate utiliza și relația simplă, neomogenă:

$$\alpha = (3\,950 + 116\, w)\left(\frac{1{,}21}{L}\right)^{1/3} [W/m^2\ °C] \qquad (2.184)$$

(w este viteza aburului la intrare, în m/s; L — lungimea tubului în m). Se constată că a crește odată cu creșterea lui w și cu scăderea lui L.

In figura 2.34 este redată imaginea peliculei de condens și a stratului de condens acumulat, la condensarea în interiorul unui tub orizontal. Deplasarea stratului de condens se face cu o viteză sensibil mai mică decît viteza vaporilor.

Pentru a nu se reduce prea mult valoarea lui a, se recomandă ca la ieșirea din tub, acolo unde înălțimea stratului de condens h este maximă, să se respecte condiția:

$$\frac{h}{d_i} \leqslant 0{,}3$$

Valoarea acestui raport se calculează cu relația empirică:

$$\frac{h}{d_i} = 0{,}3883 \frac{V_l^{0{,}5435}}{d_i^{1{,}3913}} \qquad (2.185)$$

Vj este debitul volumic de condens la ieșirea din tub, în m^3/s. Dacă h/dt este mai mare decît 0,3, trebuie redus debitul de vapori care condensează în tub (se utilizează mai multe tuburi în paralel).

Condensarea în interiorul tuburilor verticale. Dacă diametrul tuburilor este relativ mare, se pot utiliza relațiile corespunzătoare condensării în exteriorul tuburilor verticale (formarea și deplasarea peliculei de condens este asemănătoare).

Este de preferat însă următoarea relație specifică, aplicabilă în cazul în care vaporii circulă de sus în jos:

$$\alpha = 0{,}82549 \left(\frac{\lambda^2 \rho \rho_v r w_v^2}{L \mu \Delta t}\right)^{1/3} \qquad (2.186)$$

Relația este omogenă dimensional și conține, pe lîngă densitatea vaporilor, și viteza medie a vaporilor w_v (la condensare totală, w_B este aproximativ jumătate din viteza vaporilor la intrare).

Pentru a se evita presupunerea lui t_v, relația poate fi adusă la următoarea formă:

$$\alpha = 1{,}3294 \left(\frac{\lambda^3 \rho \rho_v d_i w_v^2}{m\mu} \right)^{1/2} \tag{2.187}$$

Debitul masic de condens corespunde unui tub de lungime L.

Condensarea vaporilor de fracțiuni petroliere. Cele prezentate se bazează pe date experimentale și se referă la condensarea vaporilor de fracțiuni petroliere, în absența gazelor necondensabile și a aburului, la exteriorul fasciculelor de tuburi orizontale (nu a unui tub individual), dar pot fi utilizate și la condensarea în interiorul tuburilor orizontale.

La condensarea vaporilor de fracțiuni petroliere, temperatura este în continuă scădere, au loc simultan procesele de răcire a vaporilor, condensare a vaporilor și răcire a lichidului și valoarea lui a este sensibil mai mică decît la condensarea vaporilor unei substanțe pure.

— Pentru $v=(0{,}15 \ldots 1)10^{-6}$ [m^2/sl

$$\alpha = 0{,}00485 \frac{\lambda}{\nu^{0{,}938}} \tag{2.188}$$

— Pentru $v=(1 \ldots 10)10^{-}$

$$\alpha = 2{,}205 \frac{\lambda}{\nu^{0{,}495}} \tag{2.189}$$

Relațiile se aplică în unitățile fundamentale S.I. Proprietățile fizice aparțin condensului și se pot lua fie la temperatura medie a peliculei de condens, fie la temperatura medie de condensare a vaporilor.

Pentru a rezultă obișnuit valori de ordinul sutelor de W/m^2 °C.

Condensarea vaporilor în prezență de gaze necondensabile. în astfel de cazuri, pe măsura condensării, scade presiunea parțială a vaporilor și deci temperatura de condensare. Procesul de condensare este însoțit și de procese de răcire a vaporilor, gazelor și condensului. Apare in plus și un proces de difuzie a vaporilor prin stratul de gaze, care îngreunează procesul de condensare. Coeficientul de convecție este mai mic în caz decît la condensarea vaporilor puri.

O primă relație pentru calcularea lui a, la condensarea vaporilor în prezență de gaze necondensabile, este relația bazată pe analogia dintre transferul de căldură și transferul de masă:

$$\alpha = \alpha_r \left(1 + \frac{r \Delta x}{C_p \Delta t} \right) \tag{2.190}$$

In această relație omogenă dimensional, a, este coeficientul de convecție pentru răcirea amestecului de vapori și gaze în condiții medii, calculat cu relațiile clasice prin utilizarea proprietăților fizice medii ale amestecului la t_p, r este căldura latentă de condensare la temperatura medie a peretelui t_p, c_p este căldura specifică izobară medie a amestecului de vapori și gaze la *tf,* iar $At=t_f-t_p$.

x reprezintă conținutul de vapori în gaze, exprimat în kg vapori/kg gaz și se stabilește cu relația:

$$x = \frac{M_v}{M_g} \frac{p_v}{p - p_v} \quad \text{[kg vapori/kg gaz]} \tag{2.191}$$

in care M sint masele molare, p presiunea totală constantă şi p_v presiunea parţială a vaporilor, care este funcţie de temperatură.

$$\Delta x = x_{t_f} - x_{t_p}$$

şi reprezintă diferenţa de concentraţie a vaporilor, care cauzează transferul de masă.

O a doua relaţie pentru calcularea lui a, la condensarea vaporilor în prezenţă de gaze necondensabile, este relaţia bazată pe o medie a coeficienţilor de condensare şi răcire:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c}\frac{Q_c}{Q_c+Q_r} + \frac{1}{\alpha_r}\frac{Q_r}{Q_c+Q_r}} \qquad (2.192)$$

Coeficientul de convecţie la răcirea gazelor şi vaporilor a_r se calculează ca în cazul anterior, la temperatura medie între intrare şi ieşire tf.

ct_c este coeficientul de convecţie pentru condensarea vaporilor, calculat cu relaţiile clasice aplicate în condiţiile medii.

Q_c reprezintă fluxul termic cedat prin condensare, calculat cu *r* luat la *tf,* iar Q_r fluxul termic cedat prin răcire, calculat pentru întreg debitul iniţia'l de vapori şi gaze (pentru a se compensa şi răcirea condensului).

Relaţiile prezentate se referă la gazele saturate iniţial cu vapori. In caz contrar, are loc iniţial numai un proces de răcire a amestecului. Condensarea vaporilor nu este totală, pentru că final gazul rămîne saturat cu vapori, la temperatura corespunzătoare. Relaţiile pot fi aplicate şi pe mai multe zone în serie, lucrîndu-se cu condiţiile medii din zonele respective.

Relaţiile se utilizează la amestecurile abur-aer (condensatoarele de suprafaţă din sistemul de vid al instalaţiilor *DV),* amestecurile de hidrocarburi condensabile şi hidrogen etc. Ele pot fi adaptate şi utilizate şi la condensarea parţială a amestecurilor de hidrocarburi.

Pentru amestecul abur-aer în curgere turbulentă, valoarea medie a lui a se poate stabili şi cu următoarea relaţie:

$$\alpha = \alpha_c \exp(-0{,}0536\ Y) \qquad (2.193)$$

în care *Y* reprezintă % volum aer în amestecul iniţial.

Coeficientul a_c pentru condensare se calculează cu relaţiile corespunzătoare, în absenţa aerului.

Cîteva valori calculate ale factorului lui de;:

Y, [% volum aer]	5	10	15	20
exp (—0,0536 Y)	0,765	0,585	0,448	0,342

Se constată că prezenţa gazelor necondensabile în vaporii care condensează reduce sensibil valoarea lui a corespunzător condensării pure (se întâlnesc uneori şi valori mai mici ale factorului lui a_r).

Problema de condensare, cea mai complexă practic, se referă la condensarea vaporilor de fracţiuni petroliere, în amestec cu abur şi în prezenţă de hidrocarburi gazoase necondensabile (condensatoarele instala-

țiilor *DA, CC* etc). Rezolvarea acestor probleme se face prin metoda lui D. Q. Kern, bazată pe valori experimentale ale lui a, metodă care va fi prezentată la studiul condensatoarelor.

O altă problemă de condensare care va fi discutată ulterior este problema condensării pe tuburile cu suprafață extinsă.

2.5.6. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ IN STRATURILE DE PARTICULE

In cele ce urmează se prezintă problemele transferului de căldură în regim staționar, în straturile de particule fluidizate, mobile sau fixe. Se tratează transferul de căldură fluid-perete tub (la fluidizare staționară și strat fix) și transferul de căldură fluid-particule (la fluidizare nestaționară și strat mobil).

In tehnologia petrolului, petrochimică și chimică, se utilizează frecvent straturi de particule, pentru realizarea unor procese catalitice, procese de ardere, procese de transfer de masă și procese de transfer de căldură. Cîteva exemple de utilizare a straturilor de particule:

— reacții de cracare catalitică, cu catalizatorul în strat fluidizat;

— reacții de ardere a cocsului depus pe catalizator, în strat fluidizat;

— reacții de ardere a nămolului de la tratarea bacteriologică a apelor reziduale, în strat de particule fluidizate;

— procese de uscare a unor substanțe sub formă de particule;

— procese de absorbție a unui gaz într-un lichid, în strat de particule fluidizate sau fixe;

— îmbunătățirea transferului de căldură, prin utilizarea unui strat de particule;

— preîncălzirea aerului, prin intermediul straturilor de particule mobile sau fluidizate etc.

Straturile de particule prezintă suprafețe specifice de contact mari și realizează o bună omogenizare a fluidului (temperatură și concetii) și coeficienții de transfer de căldură ridicați (între fluid și **perete tub).**

In figura 2.35 sînt prezentate citeva aparate cu straturi de particule, în care au loc procese de transfer de căldură:

a — reprezintă un schimbător de căldură cu fascicul tubular în manta, care conține în tuburi un strat de particule fluidizate sau fixe; fluidizarea fără circulație a solidului se numește *fluidizare staționară;*

b — reprezintă un schimbător de căldură cu stratul de particule in exteriorul tuburilor (verticale);

c — reprezintă un fascicul de tuburi orizontale, așezate în triunghi sau în pătrat (d), fascicul plasat într-o coloană cu strat de particule fluidizate; se întîlnesc uneori și serpentine în elice;

e — este un sistem de *fluidizare nestaționară* (cu circulație a solidului), în care interesează transferul de căldură dintre fluid și particule; astfel de sisteme se utilizează, de exemplu, pentru preîncălzirea aerului cu gazele de ardere, prin intermediul unor particule de nisip (într-o coloană gazele arse încălzesc nisipul, iar în altă coloană nisipul preîncălzește aerul);

f — este un sistem de transfer de căldură cu curenți încrucișați, între un fluid și un strat mobil de particule; astfel de sisteme se utilizează pentru preîncălzirea aerului cu gazele de ardere (asemănătoare cu tamburul rotativ metalic, plasat în poziție orizontală), sau cu zgura evacuată din focarele în care ard cărbuni; dacă aerul circulă descendent, viteza lui nu este limitată; la transferul de căldură cu încrucișare simplă, spre deosebire de cel în contracurent, temperatura de evacuare a mediului rece este mai mică decît temperatura de evacuare a mediului cald.

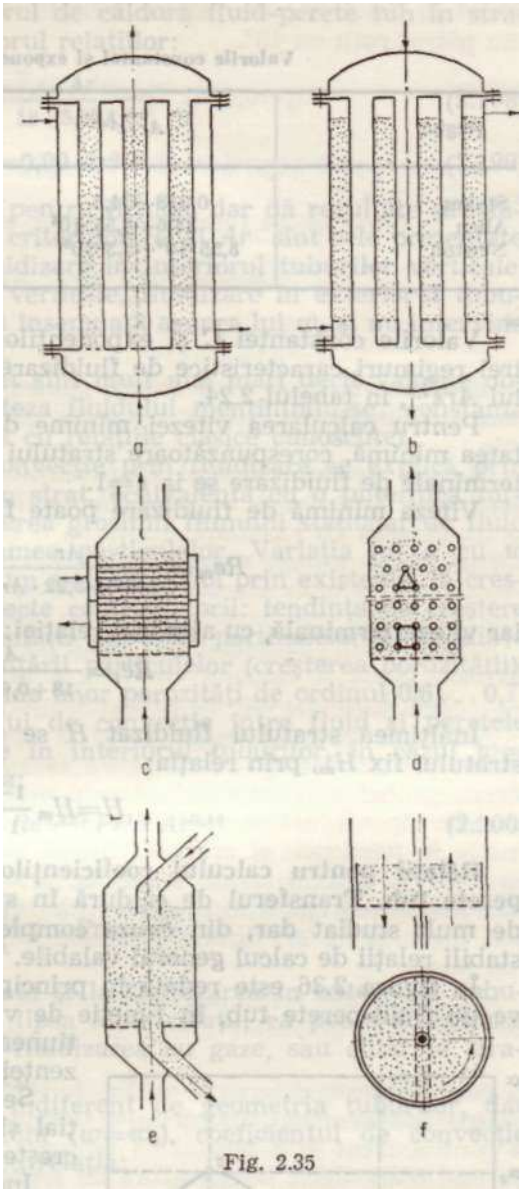


Fig. 2.35

Principalele aspecte fluidodinamice. Problemele fluidodinamice ale straturilor de particule sînt cunoscute de la cursul de specialitate. în cele ce urmează, se prezintă numai cîteva relații de bază, utile la rezolvarea problemelor de transfer "de căldură în straturi de particule.

Vitezele caracteristice de fluidizare a particulelor (viteza minimă de fluidizare, viteza maximă de fluidizare numită și terminală sau de antrenare și vitezele intermediare de fluidizare) pot fi calculate cu ajutorul relației criteriale generale, stabilite pe baza analogiei dintre fluidizare și sedimentare:

$$Re = CAr^n \varepsilon^m \qquad (2.194)$$

Criteriile de similitudine Reynolds și Arhimede au următoarele expresii:

$$Re = \frac{d_p w \rho}{\mu}; \quad Ar = \frac{d_p^3 \rho^2 g}{\mu^2} \cdot \frac{\rho_s - \rho}{\rho}$$

în care: d_p este diametrul mediu echivalent al particulelor; p — densitatea fluidului; p_s — densitatea solidului (reală a particulelor); n — viscozitatea dinamică a fluidului; w — viteza fluidului în secțiunea totală de curgere; g — accelerația gravitațională; s — porozitatea stratului (fracția volumică a fluidului din strat).

TABELUL 2.24

Valorile constantei şi exponenţilor din relaţia

Regim	$Ar \cdot \varepsilon^{4,9}$	C	n	m
Stokes	0,018···34,6	0,0555	1	4,9
Allen	34,6···$8{,}55 \cdot 10^4$	0,153	0,714	3,5
Newton	$8{,}55 \cdot 10^4$···$3{,}3 \cdot 10^9$	1,74	0,5	2,45

Valorile constantei C şi exponenţilor *n* şi m sînt redate, pentru cele trei regimuri caracteristice de fluidizare, în funcţie de valoarea produsului $Are^{4,9}$, în tabelul 2.24.

Pentru calcularea vitezei minime de fluidizare se ia $e = e_m$ (porozitatea minimă, corespunzătoare stratului fix), iar pentru calcularea vitezei terminale de fluidizare se ia $e = 1$.

Viteza minimă de fluidizare poate fi calculată şi cu ajutorul relaţiei:

$$Re_m = \frac{Ar}{1\,400 + 5{,}22 \cdot Ar^{0,5}} \tag{2.195}$$

iar viteza terminală, cu ajutorul relaţiei:

$$Re_t = \frac{Ar}{18 + 0{,}61 Ar^{0,5}} \tag{2.196}$$

Înălţimea stratului fluidizat H se exprimă în funcţie de înălţimea stratului fix H_m, prin relaţia:

$$H = H_m \frac{1 - \varepsilon_m}{1 - \varepsilon} \tag{2.197}$$

Relaţii pentru calculul coeficienţilor de transfer de căldură fluid-perete tub. Transferul de căldură în straturi de particule a fost destul de mult studiat dar, din cauza complexităţii procesului, nu s-au putut stabili relaţii de calcul general valabile.

în figura 2.36 este redată în principiu variaţia coeficientului de convecţie fluid-perete tub, în funcţie de viteza fluidului (exprimată in secţiunea totală de curgere), în cazul prezenţei unui strat de particule.

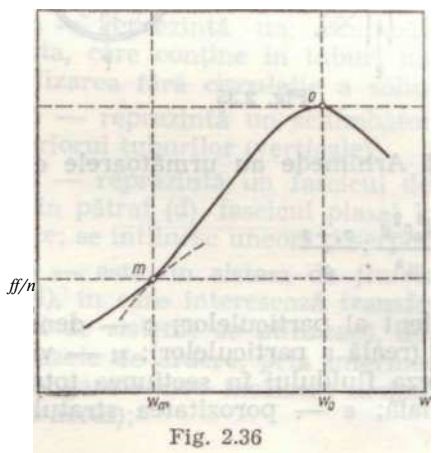


Fig. 2.36

Se constată că, în stratul fix şi parţial şi în stratul fluidizat, ac creşte cu creşterea vitezei fluidului.

Indicele *m* se referă la viteza minimă de fluidizare (trecerea de la strat fix la strat fluidizat). Se constată că in stratul fluidizat există o viteză optimă (indice 0), la care a are o valoare maximă. La valori $w > w_0$, a scade cu creşterea vitezei fluidului.

Dacă este blocată expandarea stratului de particule (sită şi în partea superioară sau circulaţie descendentă a fluidului), viteza fluidului în stratul fix nu este limitată de w_m.

Viteza optimă, pentru transferul de căldură fluid-perete tub în strat fluidizat, se poate calcula cu ajutorul relațiilor:

$$Re_0 = \frac{Ar}{18+5{,}22Ar^{0,5}} \qquad (2.198)$$

$$Re_0 = 0{,}09\ Ar^{0,58} \qquad (2.199)$$

A doua relație a fost stabilită pentru lichide, clar dă rezultate satisfăcătoare și pentru gaze. Expresiile criteriilor *Re* și *Ar* sînt cele prezentate anterior. Geometria peretelui (fluidizare în interiorul tuburilor verticale, fluidizare în exteriorul tuburilor verticale, fluidizare în exteriorul tuburilor orizontale) nu are o influență însemnată asupra lui w_Q și nu intervine în relațiile lui Re_n.

Valorile lui a în strat fluidizat sînt mult mai mari decît valorile obținute în absența particulelor, viteza fluidului menținîndu-se constantă (aceste ultime valori se calculează cu relațiile clasice cunoscute).

Majorarea coeficientului de convecție prin fluidizare se explică prin influența agitației particulelor din strat, echivalentă cu o puternică turbulență a fluidului, și prin reducerea grosimii filmului staționar de fluid de la peretele tubului, sub acțiunea particulelor. Variația lui a cu *iu* după o curbă cu punct de maximum este explicată prin existența, la creșterea vitezei fluidului, a două efecte contradictorii: tendința de creștere a lui oc datorată creșterii intensității agitației particulelor și tendința de scădere a lui a datorată distanțării particulelor (creșterea porozității). Valoarea maximă a lui a corespunde unor porozități de ordinul 0,6 .. . 0,7.

Pentru calcularea coeficientului de convecție între fluid și peretele tubului, la fluidizarea cu lichide în interiorul tuburilor, în cazul $w = -w_m$ .. . w_0, se poate utiliza relația:

$$Nu = 0{,}326\ Re^{0,423}\ Pr^{1/3}\ Ar^{0,14} \qquad (2.200)$$

în care:

$$Nu = \frac{\alpha d_p}{\lambda};\quad Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda}$$

Această relație poate fi utilizată și la fluidizarea în exteriorul tuburilor verticale sau orizontale. In lipsa altor relații, ea poate fi extinsă, cu rezultate satisfăcătoare, și la fluidizarea cu gaze, sau chiar la straturile fixe de particule, cînd $w = £w_m$.

In cazul fluidizării cu gaze, indiferent de geometria tuburilor, dar numai pentru punctul de optimum ($w = tu_0$), coeficientul de convecție fluid-perete tub poate fi calculat cu relația:

$$Nu_0 = 0{,}972\ Pr^{1/3}\ Ar^{0,2} \qquad (2.201)$$

Pentru fluidizarea cu gaze, în exteriorul fasciculelor de tuburi, dar tot numai în cazul $w = w_0$ rezultate mai precise dau următoarele relații, care țin seamă de geometria fasciculului:

— la fascicule de tuburi verticale

$$Nu_0 = 0{,}8475\ Pr^{1/3}\ Ar^{0,22}\left(1 - \frac{d_e}{s}\right) \qquad (2.202)$$

d_e este diametrul exterior al tuburilor, iar s pasul tuburilor (așezatg în triunghi sau pătrat);

— la fascicule de tuburi orizontale, aşezate în triunghi echilateral sau pătrat rotit cu 45°.

$$Nu_0=0{,}8362\ Pr^{1/3}\ Ar^{0,22}\left[1-\frac{d_e}{s}\left(1+\frac{d_e}{d_e+s'}\right)\right]^{1/4} \qquad (2.203)$$

s' este pasul şirurilor (la triunghi echilateral, *s'=s-^3J2);* se recomandă $s/d_e>2$;

— la fascicule de tuburi orizontale, aşezate în pătrat

$$Nu_0=0{,}8927\ Pr^{1/3}\ Ar^{0,22}\left(1-\frac{d_e}{s}\right)^{1/4} \qquad (2.204)$$

se recomandă $s/d_e>2$.

Se constată lipsa unor relaţii pentru calcularea coeficientului de convecţie fluid-perete tub, ia curgerea gazelor prin straturi fixe de particule.

Relaţii pentru calculul coeficienţilor de transfer de căldură fluid-particule. Transferul de căldură fluid-particule este interesant practic la fluidizarea cu circulaţie continuă a solidului şi la straturile mobile de particule, în aceste situaţii existînd global un regim staţionar. Dacă solidul nu este în circulaţie continuă, regimul de transfer de căldură fluid-particule este nestaţionar şi nu prezintă interes practic.

Coeficientul de convecţie fluid-particule, local, în zona iniţială de contact, poate fi calculat cu diverse relaţii, are valori mari, de ordinul 100 .. 200 W/m^2 *XI,* dar nu prezintă interes.

Este util practic coeficientul de transfer de căldură fluid-particule, mediu pentru întregul strat, care se stabileşte experimental prin bilanţ termic global al sistemului. Acesta este în fond un coeficient global de transfer de căldură *k,* incluzînd atît convecţia fluid-particule cit şi conducţia în particule, şi are valori mici, de ordinul unităţilor sau zecimilor de $W/m^2\ °C$ (fluxul termic schimbat este mare, pentru că aria de transfer este foarte mare). El este cu atît mai mic, cu cît înălţimea stratului este mai mare şi cu cît diferenţa medie de temperatură fluid-particule este mai mică.

Fluxul termic schimbat are expresia:

$$Q=k\,A\,\Delta t$$

în care: At este diferenţa medie de temperatură dintre cele două medii, pentru contracurent, încrucişare simplă sau eventual echicurent. Numai la contracurent este posibil ca temperatura de ieşire a mediului rece sâ fie mai mare decît temperatura de ieşire a mediului cald. La strat mobil de particule se poate opera cu $w \hat{}\ w_m$.

Aria de transfer de căldură este aria tuturor particulelor aflate în strat şi să află prin înmulţirea masei solidului din strat cu aria specifică a particulelor (considerate sferice):

$$A=m_s a=\mathrm{HS}\ \rho_s(1-\varepsilon)\frac{6}{d_p\rho_s}\ \left[\mathrm{kg}\ \frac{\mathrm{m}^2}{\mathrm{kg}}\right] \qquad (2.205)$$

(S este aria secţiunii totale de curgere a fluidului).

în continuare, se prezintă două relaţii pentru calcularea coeficientului global de transfer de căldură mediu, între particule şi fluid (gaz), în

strat fluidizat (fluidizare nestaționară) pentru $w<{}^{*}w_0$, care pot fi extrapolate și la strat mobil:

$$Nu=0{,}271\ Pr^{1/3}\ Re\frac{d_p}{H_m(1-\varepsilon_m)} \qquad (2.206)$$

$Nu=\frac{kd_p}{\lambda}$; stabilită pentru Re=0,1 ... 2 000;

$$Nu=0{,}0459\ Pr^{1/3}\ Re^{1{,}26}\left(\frac{w_m}{w}\right)^{0{,}93}\left(\frac{d_p}{H_m}\cdot\frac{1-\varepsilon}{1-\varepsilon_m}\right)^{0{,}6} \qquad (2.207)$$

stabilită pentru $Re=2$ ... 1 000; Re are expresia din relațiile anterioare; dacă se aplică la limita începerii fluidizării, $w=w_m$ și s=«$_m$.

Se constată lipsa unor relații pentru calcularea coeficientului de transfer de căldură între lichide și particule, în strat fluidizat sau în strat mobil.

2.6. TRANSFERUL DE CĂLDURA PRIN RADIAȚIE IN REGIM STAȚIONAR

2.6.1. NOȚIUNILE DE BAZA ALE RADIAȚIEI

Radiațiile termice (infraroșii), prin intermediul cărora se realizează transferul de căldură prin radiație între două corpuri cu temperaturi diferite, se deosebesc calitativ de celelalte tipuri de unde electromagnetice și se caracterizează printr-un domeniu specific de lungimi de undă (fig. 2.37, în care domeniul *1* conține radiații cosmice și gama, *2* — raze X, *3* — radiații ultraviolete, *4* — raze luminoase sau vizibile, 5 — radiații infraroșii sau termice, *6* — unde scurte radio și radar, 7 — unde medii radio și S — unde lungi radio). Radiațiile termice corespund unor lungimi de undă cuprinse aproximativ între 0,8 și 100 (maximum 400) micrometri.

Radiațiile termice care cad asupra unui corp pot fi absorbite, pot fi reflectate sau pot traversa corpul, fără a exista influențe reciproce importante.

Notînd cu Q energia radiantă incidență, cu Q_a energia absorbită de corp, cu Q_r energia reflectată de corp și cu Q_t energia care traversează corpul, se poate scrie egalitatea:

$$Q=Q_a+Q_r+Q_t.$$

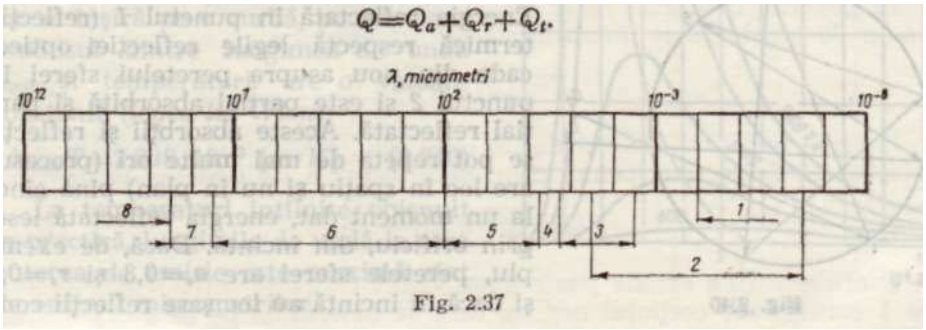


Fig. 2.37

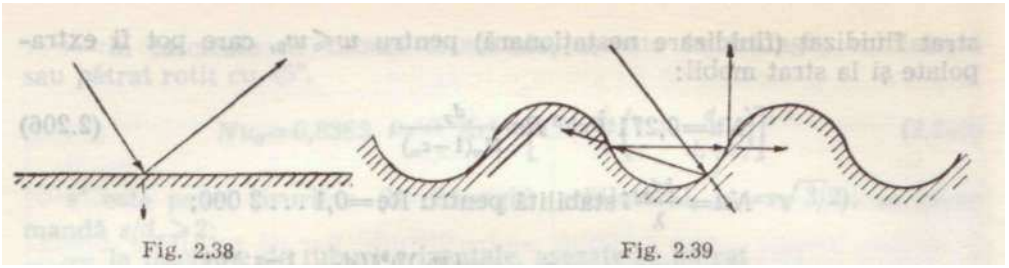


Fig. 2.38 Fig. 2.39

Împărţind toţi termenii acestei egalităţi cu *Q,* se obţine relaţia:

$$1=\frac{Q_a}{Q}+\frac{Q_r}{Q}+\frac{Q_t}{Q}=a+r+t, \qquad (2.208)$$

în care *a* poartă numele de *coeficient de absorbţie, r — coeficient de reflecţie* şi t — *coeficient de transparenţă.* Aceşti coeficienţi pot avea valori numerice cuprinse între 0 şi 1.

Se defineşte drept coj-p *negru* acel corp care absoarbe în întregime radiaţiile termice incidente, deci acel corp care are *a=l, r—O* şi *t=0.* Un asemenea corp nu există în natură, dar se pot realiza sisteme de laborator care să se comporte ca un asemenea corp ideal.

Corpurile solide reale sînt practic opace la radiaţiile termice (i=0) şi au deci a + r = 1 (aceste corpuri absorb o parte din radiaţiile incidente şi reflectă cealaltă parte).

Gazele mono şi biatomice sînt practic total transparente la radiaţiile termice, deci au t=1, a=0 şi r=0 (aerul, fiind compus din gaze biatomice, nu se încălzeşte prin absorbţia radiaţiilor solare).

Coeficientul de absorbţie al unui corp depinde de natura corpului, de starea de agregare, de temperatură, de rugozitatea suprafeţei corpului etc.

Pentru un acelaşi material şi la aceeaşi temperatură, o suprafaţă rugoasă are un coeficient de absorbţie mai mare decît o suprafaţă perfect şlefuită.

Acest lucru este pus în evidenţă prin figurile 2.38 şi 2.39, din care se constată că, în concavităţile suprafeţei rugoase, au loc absorbţii şi reflecţii repetate, care conduc la o absorbţie globală mai mare in raport cu absorbţia de pe suprafaţa perfect şlefuită.

în figura 2.40 este reprezentată imaginea unei incinte sferice, prevăzute cu un orificiu prin care în incintă pătrunde un fascicul de radiaţii termice, căruia îi corespunde energia Q_0. Acest fascicul cade asupra peretelui sferei în punctul *1,* energia incidenţă fiind parţial absorbită, parţial reflectată. Energia reflectată în punctul *1* (reflecţia termică respectă legile reflecţiei optice) cade din nou asupra peretelui sferei in punctul *2* şi este parţial absorbită şi parţial reflectată. Aceste absorbţii şi reflecţii se pot repeta de mai multe ori (procesul are loc în spaţiu şi nu în plan) pînă cînd, la un moment dat, energia reflectată iese, prin orificiu, din incintă. Dacă, de exemplu, peretele sferei are $a_s=0,8$ şi ?^=0,2 şi dacă în incintă au loc şase reflecţii con-

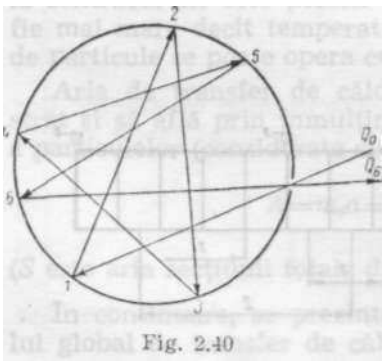


Fig. 2.40

secutive, raportul dintre energia care iese prin orificiu şi energia care pătrunde prin orificiu va fi:

$$\frac{Q_6}{Q_0} = 0{,}2^6 = 0{,}000064.$$

în spatele orificiului (în incintă) se absoarbe fracţia din energia incidenţă egală cu:

$$1 - 0{,}000064 = 0{,}999936$$

şi rezultă că orificiul incintei se comportă ca un corp negru (coeficientul de absorbţie este, practic, egal cu 1). Cu asemenea sisteme s-au putut studia experimental diverse aspecte ale radiaţiei termice.

2.6.2. LEGILE RADIAŢIEI TERMICE

Se defineşte prin *putere de emisie E* energia radiantă emisă, în unitatea de timp, de unitatea de suprafaţă a unui corp. *M. Planck* a stabilit, pe cale teoretică, relaţia care exprimă variaţia puterii de emisie a corpului negru, la o variaţie elementară a lungimii de undă *(E„.\; putere de emisie monocromatică sau intensitate de radiaţie),* în funcţie de lungimea de undă *"k* şi de temperatura T:

$$E_{n,\lambda} = \frac{dE_n}{d\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5\left(\frac{C_2}{e^{\lambda T}-1}\right)} \qquad (2.209)$$

în această relaţie e=2,718 (baza logaritmilor naturali), iar constantele dimensionale C\ şi C„ au valorile:

$$C_1 = 3{,}685\ 10^{-16}\ [W \cdot m^2];$$
$$C_2 = 1{,}439\ 10^{-2}\ [m \cdot K].$$

Reprezentînd grafic relaţia lui Planck (fig. 2.41). se constată că într-o diagramă E_n,x—X izotermele sînt nişte curbe care prezintă maxime, că la oricare lungime de undă puterea de emisie creşte cu creşterea temperaturii şi că pentru *X=0* sau X=oo puterea de emisie este nulă.

Punctele de maxim ale izotermelor se înşiră pe o curbă, pentru care produsul dintre lungimea de undă h_{max} Şi temperatură are o valoare constantă *(legea lui Wien):*

$$X_{ma},T = 2{,}898\ IO\text{-}^3\ [m\text{-}K]. \qquad (2.210)$$

La temperaturi întîlnite obişnuit în practică, lungimile de undă la care puterea de emisie este maximă sînt de ordinul micrometrilor.

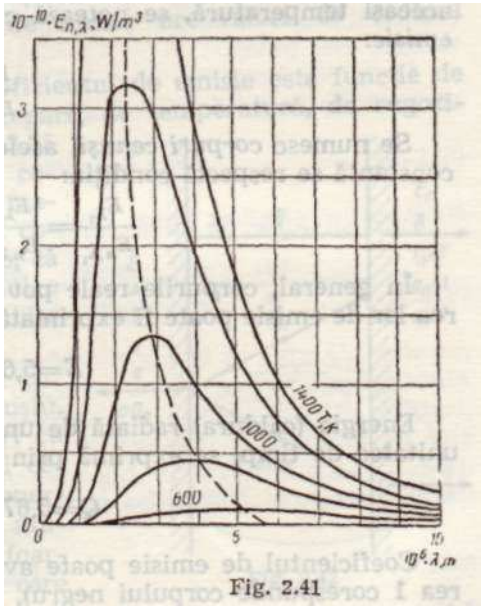


Fig. 2.41

Puterea de emisie a corpului negru, la o anumită temperatura, pe toată gama lungimilor de undă, poate fi calculată prin integrala:

$$E_n = \int_0^\infty E_{n,\lambda} d\lambda.$$

în mod normal, această integrală ar trebui efectuată între limitele corespunzătoare radiațiilor termice X=0,8 ... 400 |um, însă, între aceste limite, integrala nu poate fi rezolvată analitic. Rezolvarea între limitele \=0 ... oo este posibilă și nu conduce la diferențe sensibile față de cazul normal, deoarece, la valori X.<0,8 |mm și X>400 |nm, izotermele din diagrama lui Planck sînt foarte apropiate de abscisă.

Puterea de emisie a corpului negru se poate exprima printr-o relație simplă de forma:

$$E_n = \sigma T^4, \qquad (2.211)$$

care arată că puterea de emisie este direct proporțională cu puterea a patra a temperaturii absolute a corpului. In această relație cunoscută sub numele de *legea J. Ștefan — L. Boltzmann,* constanta o este o *constantă universală a radiației.* Valoarea lui o a fost stabilită pe diverse căi teoretice și experimentale (inițial, teoretic de către Boltzmann și experimental de către Ștefan) și este, în medie, următoarea:

$$\sigma = 5{,}67\ 10^{-8}\ \left[\frac{W}{m^2 K^4}\right].$$

înlocuind valoarea constantei universale a radiației în relația (2.211), se obține:

$$E_n = 5{,}67\left(\frac{T}{100}\right)^4. \qquad (2.212)$$

La aceeași temperatură, puterea de emisie a corpului negru este mai mare decît puterea de emisie a oricărui alt corp. Raportul dintre puterea de emisie a unui corp oarecare și puterea de emisie a corpului negru, la aceeași temperatură, se notează cu e și poartă numele de *coeficient de emisie:*

$$\frac{E}{E_n} = e. \qquad (2.213)$$

Se numesc *corpuri cenușii* acele corpuri pentru care, la o temperatură constantă se respectă condiția:

$$\frac{E_{\lambda_1}}{E_{n,\lambda_1}} = \frac{E_{\lambda_2}}{E_{n,\lambda_2}} = \ldots = \frac{E}{E_n};$$

In general, corpurile reale pot fi considerate corpuri cenușii și puterea lor de emisie poate fi exprimată prin relația:

$$E = 5{,}67\ e\left(\frac{T}{100}\right)^4. \qquad (2.214)$$

Energia (căldura) radiată de un corp real, avînd aria suprafeței *A, în* unitatea de timp, se exprimă prin noua formă a legii Stefan-Boltzmann:

$$Q = 5{,}67\ e\ A\left(\frac{T}{100}\right)^4. \qquad (2.215)$$

Coeficientul de emisie poate avea valori cuprinse între 0 și 1 (valoarea 1 corespunde corpului negru), care se determină pe cale experimen-

TABELUL 2.25

Valorile coeficienților de emisie pentru diverse materiale

Materialul	t, [°C]	ε
Aluminiu șlefuit	225—575	0,039—0,057
Aluminiu oxidat	200—600	0,11—0,19
Oțel șlefuit	770—1 040	0,52—0,56
Oțel oxidat	200—600	0,8
Oxid de fier	500—1 200	0,85—0,95
Alamă șlefuită	20	0,2
Alamă oxidată	200—600	0,6
Cupru șlefuit	80—115	0,018—0,023
Cupru oxidat	200—600	0,57—0,87
Oțel nichelat	20	0,11
Tablă cositorită	25	0,043—0,064
Tablă zincată	25	0,276
Mercur	0—100	0,09—0,12
Carton de azbest	25	0,96
Apă	0—100	0,95—0,963
Cărămidă roșie	20	0,93
Cărămidă refractară	—	0,8—0,9
Email alb pe tablă de oțel	25	0,906
Vopsele de ulei de diferite culori	100	0,92—0,96
Vopsele de aluminiu	100	0,27—0,67
Cauciuc	25	0,859
Sticlă	20	0,937
Hîrtie	20	0,93
Funingine	95—270	0,952
Carton asfaltat	20	0,91
Tencuială de var	10—90	0,91
Uleiuri minerale	20	0,82
Gheață	0	0,66—0,86
Lemn de construcții	20	0,85
Țesătură de lînă	20	0,78

tală. In majoritatea cazurilor practice (oțel oxidat, materiale refractare, materiale izolante etc.) coeficientul de emisie are valori de ordinul 0,8 ... 0,9.

Ca și coeficientul de absorbție, coeficientul de emisie este funcție de natura corpului, de starea lui de agregare, de temperatură, de rugozitatea suprafeței corpului etc. In tabelul 2.25 sînt redate valorile experimentale ale coeficientului de emisie pentru diverse materiale. Se constată că, prin oxidare, coeficientul de emisie al metalelor crește, că vopselele de aluminiu au valori ale lui e mai mici decît cele ale vopselelor obișnuite de ulei etc.

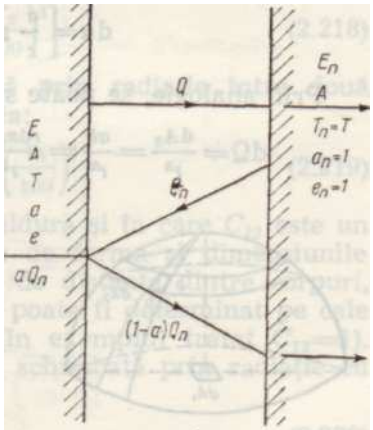


Fig. 2.42

Fie două corpuri cu suprafețe plane paralele, un corp negru și un corp cenușiu, suprafețele fiind foarte mari în raport cu distanța dintre ele (fig. 2.42). Corpul cenușiu emite, în unitatea de timp, energia Q. Această energie radiantă cade asupra corpului negru (suprafețele fiind foarte mari și foarte apropiate, radiațiile care

ies în afara sistemului sînt neglijabile) și este integral absorbită. Corpul negru emite, la rîndul său, în unitatea de timp, energia Q_n. Aceasta cade asupra corpului cenușiu, care absoarbe aQ_n și reflectă $(1—a)Q_n$ (energia reflectată cade asupra corpului negru și este integral absorbită). Dacă cele două corpuri au aceeași temperatură, există un echilibru dinamic și energia emisă de corpul cenușiu trebuie să fie egală cu energia absorbită de acesta:

$$Q=aQ_n;\ AE=aAE_n;\quad \frac{E}{E_n}=a.$$

Avînd în vedere această egalitate și relația (2.213), rezultă:

$$a=e, \tag{2.216}$$

deci o egalitate între coeficientul de emisie și coeficientul de absorbție, care este cunoscută sub numele de *legea lui H. Kirchhoff.*

Emiterea de radiații, din oricare punct al unei suprafețe, se face după toate direcțiile, dar în mod inegal. Intensitatea radiației este maximă după direcția normală la suprafața corpului (la fel și absorbția de radiații). Spre deosebire de legea Stefan-Boltzmann, care exprimă energia radiată după toate direcțiile, *legea lui J. H. Lambert,* care se stabilește în continuare, exprimă energia emisă după o anumită direcție (pe toată gama lungimilor de undă).

în figura 2.43 este redată configurația unui sistem, în care o suprafață elementară dA_1 emite radiații către o altă suprafață elementară cL4$_2$. Se admite că energia emisă de elementul d^, către elementul dA_2, este direct proporțională cu energia radiată după normala la dA_u cu cosinusul unghiului cuprins între normală și direcția pe care este plasat dA_2 și cu valoarea unghiului solid sub care este văzut elementul dA_2 de pe elementul d^:

$$d^2Q_\alpha = dQ_N \cos\ \alpha\ d\ \Omega$$

(după direcția normală la dA_u <x=0, cos a = 1 și energia radiată este maximă; după direcția paralelă cu dA_u a=90°, cos <x=0 și energia radiată este nulă).

Deoarece lungimii cercului 2;rr îi corespund 2~ radiani, laturii *a* îi corespunde unghiul la centru (plan):

$$d\alpha = \frac{a}{r}\ \text{radiani; asemănător}\ d\beta = \frac{b}{\rho}$$

Prin analogie, se poate scrie și valoarea unghiului solid corespunzător:

$$d\Omega = \frac{dA_2}{r^2} = \frac{ab}{r^2} = \frac{rd\alpha\rho d\beta}{r^2} = \frac{rd\alpha r\sin\alpha\, d\beta}{r^2};\quad d\Omega = \sin\ \alpha\ d\alpha\ d\beta.$$

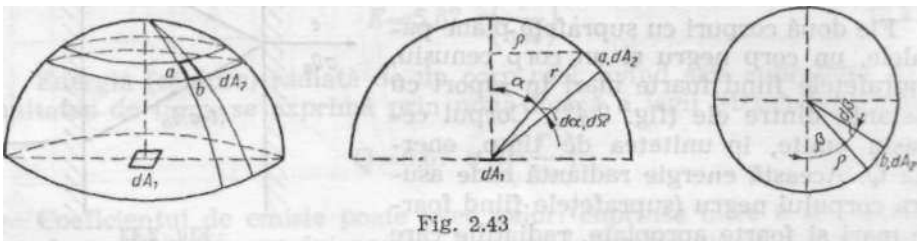


Fig. 2.43

Energia radiată de suprafața dA_x în toate direcțiile se poate scrie astfel:

$$dQ=dQ_N\int_{\alpha=0}^{\alpha=\frac{\pi}{2}}\cos\alpha\sin\alpha\,d\alpha\int_{\beta=0}^{\beta=2\pi}d\beta=dQ_N\,\pi.$$

(energia radiată după normală este de 3.14 ori mai mică decît energia radiată în toate direcțiile).

Rezultă, în final, următoarea expresie a energiei emise ele elementul dAj, după direcția oc, sub un unghi solid dQ:

$$d^2Q_\alpha=\frac{dQ}{\pi}\cos\alpha\,d\Omega=\frac{5{,}67\varepsilon_1 dA_1\left(\frac{T_1}{100}\right)^4}{\pi}\cos\alpha\,d\Omega. \qquad (2.217)$$

Această lege a lui Lambert este verificată de datele experimentale la valori a<60°.

2.6.3. SCHIMBUL DE CÂLDURÂ PRIN RADIAȚIE INTRE DOUA SUPRAFEȚE PLANE PARALELE

Cazul corpurilor negre. Fie două suprafețe plane paralele, foarte mari în raport cu distanța dintre ele, ambele constituind corpuri negre. Se admite că temperaturile celor două suprafețe sînt T_t și T_2, T_l fiind mai mare decît T_2 (are loc un schimb de căldură prin radiație de la corpul cu temperatura T_u către corpul cu temperatura T_2).

Primul corp emite, în unitatea de timp. energia:

$$Q_1=5{,}67\,A\left(\frac{T_1}{100}\right)^4$$

și absoarbe în totalitate energia emisă de-al doilea corp:

$$Q_2=5{,}67\,A\left(\frac{T_2}{100}\right)^4.$$

Energia schimbată efectiv, prin radiație, între cele două corpuri, va fi:

$$Q=5{,}67\,A\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]. \qquad (2.218)$$

Intr-o formă generală, căldura schimbată prin radiație între două corpuri oarecare poate fi exprimată prin relația:

$$Q=5{,}67\,C_{12}A_1\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]. \qquad (2.219)$$

în care aria *Aj* aparține corpului ce pierde căldură și în care C_{12} este un *coeficient de radiație reciprocă*. C_{12} depinde de forma și dimensiunile corpurilor, de poziția reciprocă a corpurilor, de distanța dintre corpuri, de coeficienții de emisie respectivi etc. și nu poate fi determinat pe cale analitică decît în cîteva cazuri particulare (în exemplul tratat 0^=1).

Se preferă uneori să se calculeze căldura schimbată prin radiație cu ajutorul legii lui Newton, scrisă sub forma:

$$Q=\alpha_r A_1\,\Delta t, \qquad (2.220)$$

în care a, este *coeficientul de schimb de căldură prin radiație* și are expresia:

$$\alpha_r = \frac{5{,}67C_{12}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\Delta t}, \qquad (2.221)$$

Cazul corpurilor cenușii. In aceleași condiții ca și la punctul anterior, cu deosebirea că corpurile nu sînt negre, ci cenușii, situația este mult mai complicată, dar poate fi totuși rezolvată analitic.

In figura 2.44 sînt reprezentate, pentru acest caz, absorbțiile și reflecțiile repetate la infinit, pornind de la emisiile proprii de radiații ale celor două corpuri.

Energia care trece efectiv de la corpul *1,* la corpul *2,* în unitatea de timp și pe unitatea de suprafață, va fi egală cu diferența dintre emisia proprie a corpului *1* și suma tuturor radiațiilor absorbite de acest corp:

$$E_{12} = E_1 - [a_1(1-a_2)E_1 + a_1(1-a_1)(1-a_2)^2 E_1 + a_1(1-a_1)^2(1-a_2)^3 E_1 + \ldots] - [a_1E_2 + a_1(1-a_1)(1-a_2)E_2 + a_1(1-a_1)^2(1-a_2)^2 E_2 + \ldots] =$$
$$= E_1 - a_1(1-a_2)E_1[1 + (1-a_1)(1-a_2) + (1-a_1)^2(1-a_2)^2 + \ldots] - a_1E_2[1 + (1-a_1)(1-a_2) + (1-a_1)^2(1-a_2)^2 + \ldots].$$

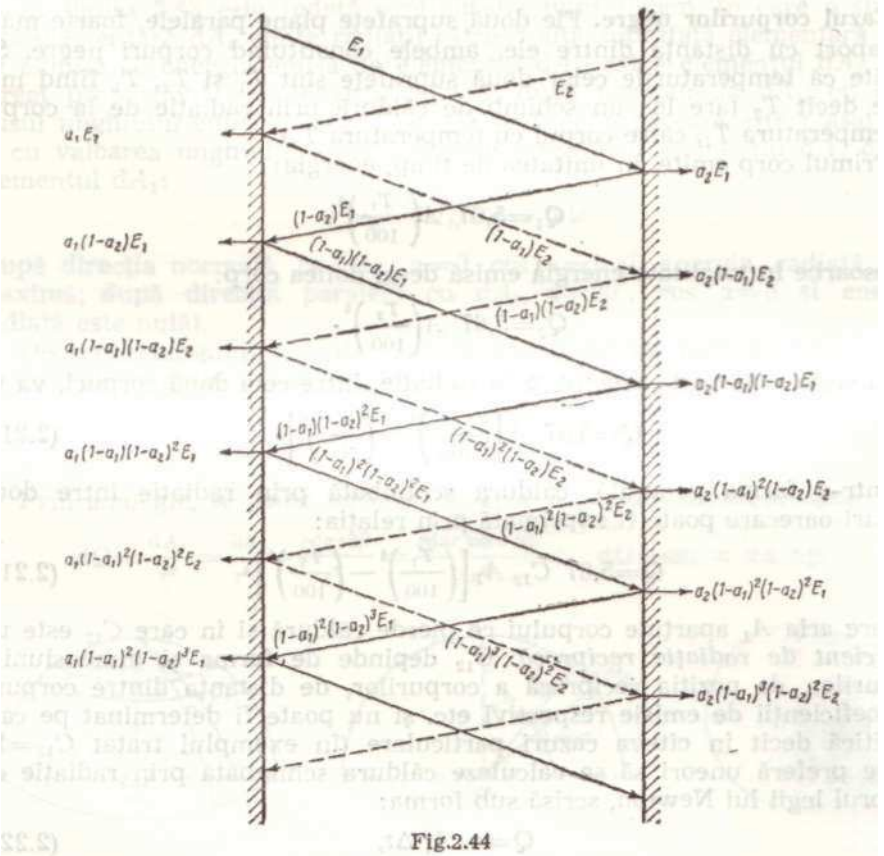


Fig.2.44

Se constată că parantezele sînt niște progresii geometrice de forma $(1+P+P^2+\cdots)$. cu rația $p=(l-\text{cti})(l-a_2)$, cu un număr infinit de termeni și cu suma egală cu $1/(1-p)$.

Expresia lui E_{12} se simplifică la următoarea formă:

$$E_{12}=E_1-\frac{a_1(1-a_2)E_1}{1-(1-a_1)(1-a_2)}-\frac{a_1E_2}{1-(1-a_1)(1-a_2)}=\frac{E_1a_2-E_2a_1}{a_1+a_2-a_1a_2}.$$

împărțind toți termenii cu produsul a_1a_2 și ținînd seama de faptul că $a=e$. se obține:

$$E_{12}=\frac{\frac{E_1}{e_1}-\frac{E_2}{e_2}}{\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_2}-1}.$$

Deoarece, conform relației (2.214):

$$\frac{E}{e}=5{,}67\left(\frac{T}{100}\right)^4,$$

se poate scrie:

$$Q=E_{12}A=\frac{5{,}67}{\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_2}-1}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]. \qquad (2.222)$$

Comparînd relația (2.222) cu relația (2.219), rezultă valoarea lui C_{12} pentru acest caz:

$$C_{12}=\frac{1}{\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_2}-1}. \qquad (2.223)$$

$$Q_e=\frac{5{,}67A}{\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_e}-1}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_e}{100}\right)^4\right]=$$
$$=\frac{5{,}67A}{\frac{1}{e_e}+\frac{1}{e_2}-1}\left[\left(\frac{T_e}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right].$$

Din această egalitate, pentru $e_1-e_e=e_1$, rezultă:

$$\left(\frac{T_e}{100}\right)^4=\frac{1}{2}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4+\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]$$

și, în continuare:

$$Q_e=\frac{5{,}67A}{\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_e}-1}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\frac{1}{2}\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\frac{1}{2}\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]=$$
$$=\frac{1}{2}\cdot\frac{5{,}67A}{\frac{1}{e_1}+\frac{1}{e_2}-1}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right].$$

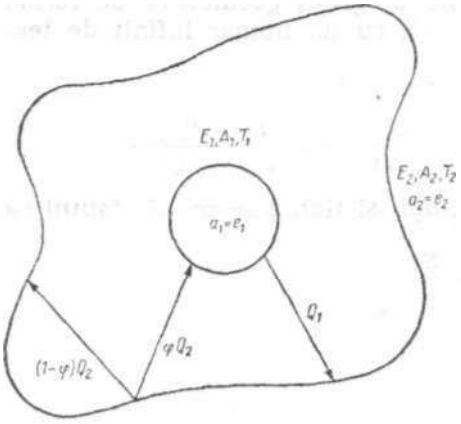


Fig. 2.45

Se constată că, pentru ipoteza făcută (egalitaea coeficienților de emisie), căldura schimbată prin radiație, prin introducerea unui ecran, se reduce de două ori. In practică se utilizează deseori sisteme de ecrane, pentru reducerea schimbului de căldură prin radiație.

2.6.4. PIERDEREA DE CĂLDURA PRIN RADIAJIE A UNEI SUPRAFEȚE CONVEXE

Fie un corp convex (indice I), plasat în interiorul unei incinte (indice *2)* (fig. 2.45), temperatura corpului interior fiind mai mare decît temperatura corpului exterior. Se notează cu Qj energia radiantă care părăsește, în unitatea de timp, suprafața corpului interior, această energie provenind și din emisia proprie și din reflecții. Cu Q_2 se notează energia care părăsește suprafața corpului exterior (ambele corpuri sînt cenușii). Spre deosebire de Q_u care cade în întregime asupra corpului exterior (corpul interior este convex), $Q.$, cade parțial asupra corpului interior (φQ_2) și parțial asupra corpului exterior însuși $[(1-\varphi)Q_2]$.

$$Q_1 = E_1 A_1 + (1-a_1)\varphi Q_2;$$
$$Q_2 = E_2 A_2 + (1-a_2)Q_1 + (1-a_2)(1-\varphi)Q_2.$$

rmătoarele relații:

înlocuind $Q_2 = E_2 A_2 + (1-a_2)E_1 A_1 + (1-a_2)(1-a_1)\varphi Q_2 +$
$+ (1-a_2)(1-\varphi)Q_2$

$$Q_2 = \frac{E_2 A_2 + (1-a_2)E_1 A_1}{1-(1-a_2)(1-a_1)\varphi-(1-a_2)(1-\varphi)}.$$

Căldura schimbată efectiv între corpul *1* și corpul 2 se poate scrie și în continuare, o nouă expresie a lui Q_2:

astfel:

$$Q = Q_1 - \varphi Q_2 = E_1 A_1 + (1-a_1)\varphi Q_2 - \varphi Q_2 = E_1 A_1 - a_1 \varphi Q_2 =$$
$$= E_1 A_1 - a_1 \varphi \frac{E_2 A_2 + (1-a_2)E_1 A_1}{1-(1-a_2)(1-a_1)\varphi-(1-a_2)(1-\varphi)}.$$

Aducînd la același numitor și reducînd termenii asemenea, rezultă:

$$Q = \frac{E_1 A_1 a_2 - E_2 A_2 a_1 \varphi}{a_2 + a_1\varphi - a_1 a_2 \varphi}.$$

împărţind toţi termenii cu podusul c^a» şi înlocuind coeficienţii de absorbţie prin coeficienţii de emisie corespunzători, se obţine:

$$Q=\frac{\frac{E_1A_1}{e_1}-\frac{E_2A_2}{e_2}\varphi}{\frac{1}{e_1}+\varphi\left(\frac{1}{e_2}-1\right)};$$

$$Q=\frac{5{,}67\left[A_1\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\varphi A_2\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{e_1}+\varphi\left(\frac{1}{e_2}-1\right)}.$$

Pentru a se determina valoarea fracţiei cp, se consideră $T_t=T_2$. în acest caz Q=0 sau:

$$A_1\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\varphi A_2\left(\frac{T_2}{100}\right)^4=0 \text{ şi } \varphi=\frac{A_1}{A_2},$$

Forma finală a expresiei lui Q va fi deci:

$$Q=\frac{5{,}67A_1}{\frac{1}{e_1}+\frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{e_2}-1\right)}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \qquad (2.224)$$

şi, corespunzător, valoarea lui C_{12} este:

$$C_{12}=\frac{1}{\frac{1}{e_1}+\frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{e_2}-1\right)}. \qquad (2.225)$$

Pentru $A_2>>A_{1f}$ rezultă $C_{12}c^e_{ly}$ iar "relaţia (2.224) capătă forma:

$$Q=5{,}67\ e_1A_1\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]. \qquad (2.226)$$

în acest caz, valoarea coeficientului de schimb de căldură prin radiaţie va fi:

$$\alpha_r=\frac{5{,}67e_1}{\Delta t}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \qquad (2.227)$$

Relaţiile (2.226) şi (2.227) sînt utilizate practic pentru calcularea pierderilor de căldură prin radiaţie, ale cuptoarelor, coloanelor, schimbătoarelor, rezervoarelor, conductelor etc, către mediul înconjurător. Prin mediu înconjurător se înţeleg solul, construcţiile alăturate etc. şi nu aerul, care este lipsit de proprietăţi radiante (gazele biatomice nu absorb şi nu emit radiaţii termice). Temperatura mediului înconjurător se consideră egală cu temperatura atmosferică.

2.6.5. SCHIMBUL DE CĂLDURA PRIN RADIAŢIE INTRE DOUA CORPURI OARECARE

în figura 2.46 este repi'ezentată configuraţia unui sistem, în care două suprafeţe elementare dA_t şi $ăA_2$ schimbă căldură prin radiaţie.

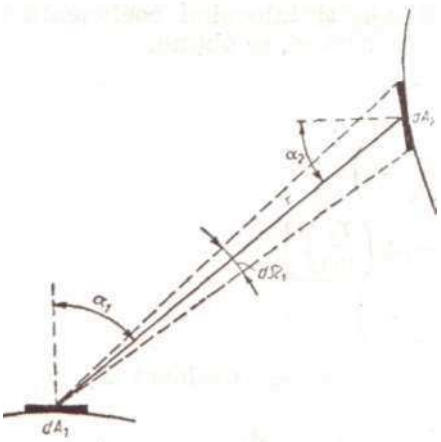


Fig. 2.46

Conform legii lui Lambert, energia radiată de suprafața dA_u către suprafața $ăA_2$, este dată de relația:

$$d^2Q_1 = \frac{5\,67 e_1 dA_1 \left(\frac{T_1}{100}\right)^4}{\pi} \cos\,\alpha_1\; d\Omega_1,$$

în care valoarea unghiului solid se poate exprima prin:

$$d\Omega_1 = \frac{dA_2 \cos\alpha_2}{r^2}.$$

înlocuind pe $ăQ_{lf}$ în relația lui d^2Qi, se obține:

$$d^2Q_1 = \frac{5{,}67 e_1 \left(\frac{T_1}{100}\right)^4}{\pi} \frac{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}{r^2} dA_1\; dA_2.$$

Suprafața $ăA_2$ absoarbe, din această energie incidență

$$d^2Q_{12} = a_2 d^2Q_1 = \frac{5{,}67\left(\frac{T_1}{100}\right)^4}{\pi} e_1 e_2 \frac{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}{r^2} dA_1\; dA_2.$$

Asemănător, suprafața dA_l absoarbe, din energia emisă de suprafața dA_2:

$$d^2Q_{21} = \frac{5{,}67\left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{\pi} e_1 e_2 \frac{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}{r^2} dA_1\; dA_2.$$

Neglijînd reflecțiile și absorbțiile repetate, căldura schimbată efectiv între cele două suprafețe elementare va fi:

$$d^2Q = d^2Q_{12} - d^2Q_{21} = 5{,}67\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] e_1 e_2 \frac{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}{\pi r^2} dA_1\; dA_2.$$

Integrînd pentru suprafețe finite, se obține:

$$Q = 5{,}67\; e_1 e_2 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \int_{A_1}\int_{A_2} \frac{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}{\pi r^2} dA_1\; dA_2 \qquad (2.228)$$

(această relație corespunde cazurilor în care distanța dintre cele două suprafețe este relativ mare în raport cu dimensiunile suprafețelor, pentru că s-au neglijat reflecțiile și absorbțiile repetate).

Integrala dublă din relația (2.228) poate fi rezolvată în cîteva cazuri particulare.

2.6.6. ABSORBȚIA RADIAȚIILOR SOLARE

încălzirile rezultate prin absorbția radiațiilor solare este bine să fie cunoscute în unele cazuri practice, ca, de exemplu: la rezervoarele pentru depozitarea produselor volatile, la drumurile asfaltate etc. Rezolvarea exactă a problemei încălzirii produse prin absorbția radiațiilor solare este complicată. Există însă posibilitatea de a calcula, cu aproximație, căldura absorbită din radiațiile solare, de către diverse corpuri.

Căldura absorbită efectiv de un corp, în unitatea de timp, se poate exprima prin relația:

$$Q=Q_s+Q_r-Q_e, \qquad (2.229)$$

în care: Q_s este căldura absorbită direct din radiațiile solare și din reflecțiile difuze din spațiu; Q_r — căldura absorbită din reflecțiile solului sau ale construcțiilor înconjurătoare; Q_e — căldura radiantă emisă de corp. în majoritatea cazurilor practice Q_r este neglijabil.

Energia radiată de corp se exprimă prin legea Stefan-Boltzmann:

$$Q_e=5{,}67\ eA\left(\frac{T}{100}\right)^4;$$

Q_s poate fi calculat cu ajutorul următoarei relații:

$$Q_s=(1+f)\,a_s q_s A\ \cos\ \alpha, \qquad (2.230)$$

în care: f este un coeficient experimental care ține seama de reflecțiile difuze din spațiu; a_s — coeficientul de absorbție la radiații solare (diferit de coeficientul de emisie); q_s — radiația solară directă, corespunzătoare unității de timp și unității de suprafață normală pe direcția radiațiilor; ce — unghiul dintre normala la suprafața corpului și direcția radiațiilor.

Produsul *A* cos a reprezintă aria suprafeței corpului, proiectată pe un plan normal pe direcția radiațiilor.

In figura 2.47 sînt reprezentate unghiul a și un alt unghi caracteristic £, cuprins între verticala locului şP direcția radiațiilor solare (a și {5 pot fi în același plan sau în plane diferite).

In această figură, *1* reprezintă panul orizontal, *2* — verticala locului, *3* — direcția radiațiilor solare, *4* — planul care absoarbe radiații 5i 5-normala la planul care absoarbe radiații.

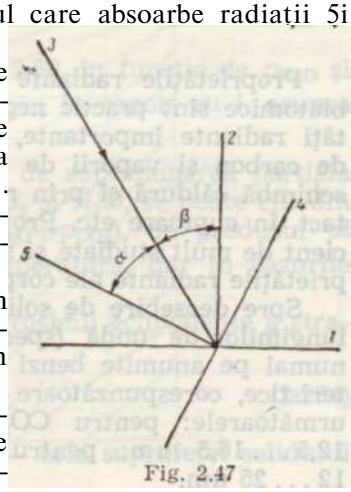


Fig. 2.47

în tabelul 2.26 sînt prezentate, după datele experimentale obținute de către P. Moon, valorile (3, q_s și /, corespunzătoare la diverse ore din zilele senine de vară, pentru latitudinea nordică de 45° (corespunzătoare țării noastre).

în tabelul 2.27 sînt redate valorile experimentale ale coeficientului de absorbție la radiații solare, pentru diverse materiale.

Datele din aceste tabele sînt necesare în aplicarea relației (2.230), pentru calcularea căldurii absorbite direct din radiațiile solare și din reflecțiile difuze din spațiu.

Problemele puse anterior reprezintă dificultăți produse de absorbția radiațiilor solare (creșterea presiunii în rezervoarele de depozi-

TABELUL 2.26

Valorile diverşilor parametri experimentali, necesare în calculul absorbţiei radiaţiilor solare (pentru zilele senine de vară, la 45° latitudine nordică)

Ora	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$\beta°$	65	55	45	35	28	25	28	35	45	55	65
$q_n \frac{W}{m^2}$	693	774	820	852	879	882	879	852	820	774	693
f	0,38	0,29	0,24	0,205	0,188	0,185	0,188	0,205	0,24	0,29	0,38

TABELUL 2.27

Valori ale coeficientului de absorbţie la radiaţii solare

Materialul	a_s
Cărămidă roşie	0,70—0,77
Ţiglă	0,65—0,74
Tablă galvanizată (curată-murdară)	0,66—0,89
Strat de vopsea neagră	0,97—0,99
Strat de vopsea albă	0,12—0,26
Hîrtie albă	0,27
Pavaj de asfalt	0,85
Oţel oxidat	0,74
Oţel şlefuit	0,45
Aluminiu şlefuit	0,26

tare la temperatura atmosferică a hidrocarburilor uşoare în fază lichidă, înmuierea asfaltului etc). De mare actualitate este în prezent utilizarea în scopuri utile a energiei absorbite din radiaţiile solare.

2.6.7. RADIAŢIA GAZELOR

Proprietăţile radiante (de absorbţie şi emisie) ale gazelor mono şi biatomice sînt practic neglijabile. Dintre celelalte gaze care au proprietăţi radiante importante, sînt interesante, în studiul radiaţiei, bioxidul de carbon şi vaporii de apă. Acestea sînt prezente în gazele arse şi schimbă căldură şi prin radiaţie cu corpurile solide cu care vin în contact, în cuptoare etc. Proprietăţile radiante ale $C0_2$ şi H_aO au fost suficient de mult studiate şi s-au constatat unele deosebiri, în raport cu proprietăţile radiante ale corpurilor solide.

Spre deosebire de solide, care emit şi absorb radiaţii *pe* toată gama lungimilor de undă (spectru continuu), gazele emit şi absorb radiaţii numai pe anumite benzi de lungimi de undă. Principalele benzi caracteristice, corespunzătoare bioxidului de carbon şi vaporilor de apă, sînt următoarele: pentru CO» — 2,36 ... 3,02 fim; 4,01 ... 4,80 um: şi 12,5 ... 16,5 um; pentru H,0 — 2,24 ... 3,27 um; 4,8 .. . 8,5 um şi 12 ... 25 um.

în cazul corpurilor solide, proprietățile radiante se manifestă la suprafață, iar în cazul gazelor, în întregul lor volum. Din această cauză, emisia și absorbția de radiații, în cazul gazelor arse, depind, printre altele, de concentrațiile $C0_2$ și H_20 în amestecul respectiv (exprimate indirect prin presiunile lor parțiale) și de grosimea medie a stratului de gaze.

Căldura schimbată prin radiație, între gaze arse și corpuri solide, se calculează obișnuit cu relația lui Newton. Cea mai cunoscută relație pentru calcularea coeficientului de schimb de căldură prin radiație, este următoarea:

$$\alpha_r = \frac{5{,}67\,\frac{e_p+1}{2}\left[e_g\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - a_g\left(\frac{T_p}{100}\right)^4\right]}{t_g - t_p} \qquad (2.231)$$

în care: e_p este deficientul de emisie al peretelui (solidului); T_g — temperatura gazelor; T_v — temperatura peretelui; e_g — coeficientul de emisie al gazelor la temperatura t_g; a_g — coeficientul de absorbție al gazelor la temperatura t_v.

Relația anterioară se poate simplifica la forma:

$$\alpha_r = \frac{5{,}67\,\frac{e_p+1}{2}\,e_g}{t_g - t_p}\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4\right]$$

Coeficientul de emisie al gazelor se calculează cu relația:

$$e_g = e'_{CO_2} + \beta e'_{H_2O} - \Delta e'_g \qquad (2.232)$$

iar coeficientul de a

$$a_g = e''_{CO_2}\left(\frac{T_g}{T_p}\right)^{0{,}65} + \beta e''_{H_2O} - \Delta e''_g. \qquad (2.233)$$

In aceste relații indicele prim se referă la t_g,*jax* indicele secund, la t_p.

Coeficienții de emisie ai $C0_2$ și H_20 se citesc din diagramele lui H. C. Hottel, redate în figurile 2.48 și 2.49, în funcție de temperatură și de produsul dintre presiunea parțială a componentului respectiv și grosimea echivalentă a stratului de gaze *(l)*.

Factorul de corecție fi se citește din figura 2.50, în funcție de PH_2O Și *PH.2O- l* Și exprimă influența mai mare a Iui PHO> hi raport cu *l,* asupra lui $e_{H2}o$.

Termenul de corecție Ae_g, care ține seamă de suprapunerea parțială a benzilor de lungimi de undă ale radiațiilor $C0_2$ și H_20, se poate citi din niște grafice, în funcție de raportul $PH_2a/(Pii_2o+Pco_2)$, de produsul *pi (p* este presiunea totală a gazelor) și de temperatură, dar în cazurile obișnuite acest termen este neglijabil.

Cea mai generală relație pentru calcularea grosimii echivalente a stratului de gaze este următoarea:

$$l = 3{,}6\,\frac{V}{A} \qquad (2.234)$$

în care V este volumul ocupat de gaze, iar A — aria suprafeței solidului cu care se schimbă căldură.

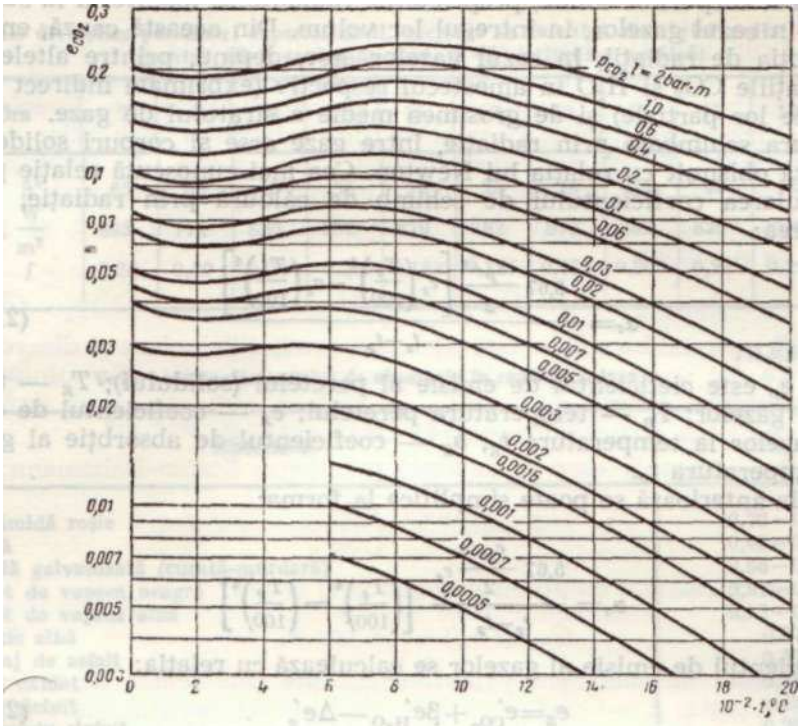


Fig. 2.48

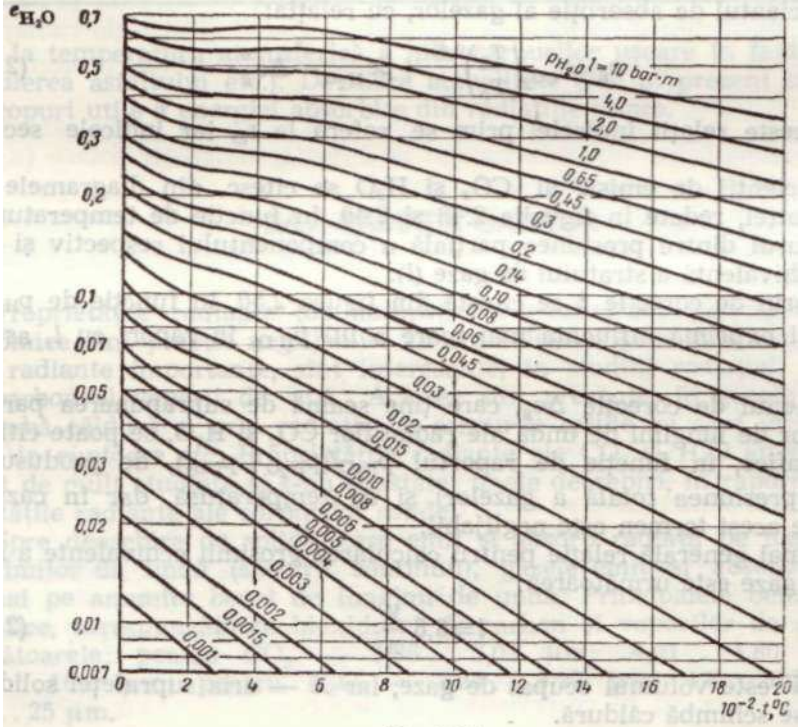


Fig. 2.49

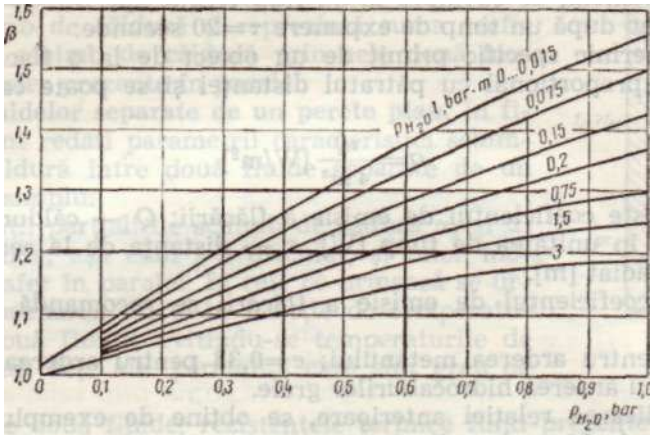


Fig. 2.50

în afară de metoda expusă pentru calcularea lui ε_g la schimbul de căldură între gaze arse și corpuri solide, există și alte metode de calcul, specifice cuptoarelor tubulare, care vor fi prezentate în capitolul respectiv.

2.6.8. RADIAȚIA FLĂCĂRILOR DESCHISE

Flăcările deschise (libere) în atmosferă, ca de exemplu în cazurile faclelor și incendiilor, radiază puternic asupra obiectelor înconjurătoare, producînd încălzirea acestora.

In funcție de fluxul termic specific primit, utilajele din apropierea flăcării se încălzesc în timp, pînă la atingerea unei temperaturi de regim, cînd căldura primită de utilaj este egală cu căldura cedată de aqesta aerului atmosferic. Prin încălzirea utilajelor se reduce rezistența mecanică a acestora și este posibilă prăbușirea lor. De asemenea, pot apărea autoaprinderi ale unor materiale și cedări ale unor vase aflate sub presiune. Oamenii supuși unor radiații termice puternice pot căpăta arsuri grave ale pielii.

în tabelul 2.28 se prezintă cîteva date experimentale privind încălzirea în timp a utilajelor, în funcție de fluxul termic specific primit, temperatura inițială fiind temperatura atmosferică.

TANELUL 2.28

Încălzirea în timp a utilajelor în funcție de valoarea lui q

q, [W/m²]	t, [°C]				
	τ=10 min	20	30	40	regim
6 308	82	127	166	182	232
9 462	116	171	210	232	282
12 616	135	216	260	282	316

Pentru oameni, de exemplu la un flux termic specific q=6 308 W/m^2, arsurile încep după un timp de expunere T=20 secunde.

Fluxul termic specific primit de un obiect de la o flacără deschisă este invers proporţional cu pătratul distanţei şi se poate calcula cu relaţia:

$$q=\frac{eQ}{4\pi r^2}\ [\mathrm{W/m^2}] \qquad (2.235)$$

în care: e este coeficientul de emisie a flăcării; Q — căldura dezvoltată prin ardere în unitatea de timp [W]; r — distanţa de la centrul flăcării la utilajul radiat [m].

Pentru coeficientul de emisie a flăcării se recomandă următoarele valori:

e=0,2 pentru arderea metanului; e=0,33 pentru arderea propanului; e=0,4 pentru arderea hidrocaburilor grele.

Prin aplicarea relaţiei anterioare, se obţine de exemplu pentru un obiect plasat la 50 m de o flacără rezultată prin arderea a 20 kg/s metan, un flux termic specific de 6 374 W/m^2.

Aspectele elementare prezentate, privind radiaţia flăcărilor deschise, justifică necesitatea amplasării judicioase a faclelor, necesitatea răcirii prin stropire cu apă a utilajelor din apropierea unor flăcări de incendiu şi necesitatea evitării de către oameni a radiaţiilor termice puternice.

2.7. SCHIMBUL GLOBAL DE CĂLDURĂ IN REGIM STAŢIONAR

2.7.1. COEFICIENŢII GLOBALI DE TRANSFER DE CĂLDURA

Anterior au fost analizate separat cele trei moduri caracteristice de transfer de căldură: conducţia, convecţia şi radiaţia. In marea majoritate a proceselor practice de schimb de căldură sînt prezente, în serie sau în paralel, două sau chiar toate cele trei moduri de transfer de căldură. Iată un exemplu: gazele arse care circulă printr-un coş pierd căldură către mediul ambiant; de la gazele arse la suprafaţa interioară a peretelui coşului căldura se transmite, în paralel, prin convecţie forţată şi prin radiaţia gazelor; în continuare, în serie, căldura se transmite prin peretele coşului prin conducţie; de la suprafaţa exterioară a peretelui coşului către mediul ambiant, căldura se transmite, în paralel, prin convecţie liberă şi prin radiaţia peretelui.

Anterior, pe baza analogiei termoelectrice, s-a ajuns la concluzia că:

$$Q=\frac{\Delta t}{R},$$

în care R este rezistenţa termică.

Pentru două moduri de transfer de căldură în paralel, de exemplu convecţie şi radiaţie, se poate scrie:

$$Q=\frac{\Delta t}{\dfrac{1}{\sum\dfrac{1}{R_i}}}=\frac{\Delta t}{\dfrac{1}{\alpha_c A+\alpha_r A}}=(\alpha_c+\alpha_r)A\ \Delta t=\alpha A\ \Delta t.$$

în acest caz, a poartă numele de *coeficient parțial de schimb de căldură* și reprezintă suma coeficienților de schimb de căldură prin cele două moduri de transfer prezente în paralel.

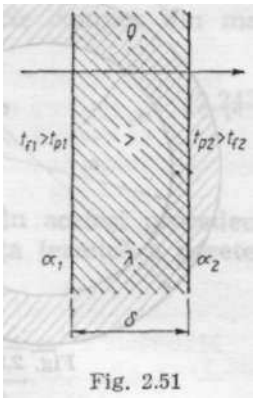


Fig. 2.51

Cazul fluidelor separate de un perete plan. în figura 2.51 sînt redați parametrii caracteristici schimbului de căldură între două fluide separate de un perete plan simplu.

Coeficienții parțiali de schimb de cădură a_t și oc_2 pot corespunde, așa cum s-a discutat, și unor moduri de transfer în paralel. în cele ce urmează se urmărește exprimarea lui Q în funcție de temperaturile celor două fluide, evitîndu-se temperaturile de pe cele două fețe ale peretelui, care sînt greu de măsurat.

între cele două fluide, rezistențele termice fiind prezente în serie, se Doate scrie:

$$Q=\frac{\Delta t}{\Sigma R_i}=\frac{\%\text{-}Vi}{\frac{1}{\alpha_1 A}+\frac{\delta}{\lambda A}+\frac{1}{\alpha_2 A}}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}}A\,\Delta t.$$

Relația lui Newton se utilizează și pentru un schimb global de căldură (prin mai multe moduri de transfer în serie), scriindu-se sub forma:

$$Q=kA\,\Delta t, \qquad (2.236)$$

în care k se numește *coeficient global de schimb de căldură* (are aceleași dimensiuni ca și a).

Pentru două fluide separate de un perete plan simplu, k are deci expresia:

$$k=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (2.237)$$

Această expresie se putea obține și prin metoda explicitării și însumării diferențelor parțiale de temperatură.

Pe baza relației (2.237) se pot constata următoarele:

$$\frac{1}{k}=\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2};$$

$$\frac{1}{k}>\frac{1}{\alpha_1} \text{ și } k<\alpha_1;$$

$$\frac{1}{k}>\frac{1}{\alpha_2} \text{ și } k<\alpha_2$$

(coeficientul global de schimb de căldură este mai mic decît ambii c Deficienți parțiali de schimb de căldură).

O majorare însemnată a lui 7c nu se poate obține decît prin majorarea coeficientului parțial cu valoare mică (de exemplu, prin nervurarea peretelui pe fața corespunzătoare lui oc mic).

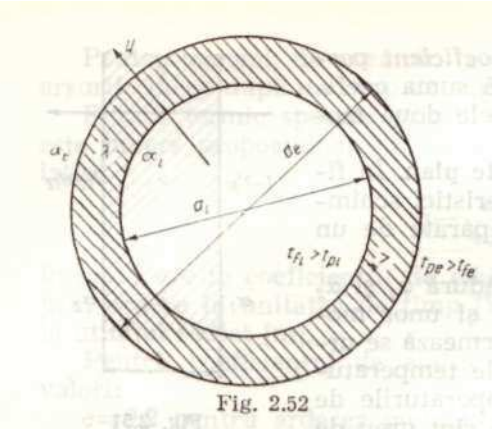


Fig. 2.52

în cazul fluidelor separate de un perete plan, compus din mai multe straturi, k are expresia:

$$k=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\sum_1^n\frac{\delta_i}{\lambda_i}+\frac{1}{\alpha_2}}. \tag{2.238}$$

Cazul fluidelor separate de un perete cilindric. Cunoscînd expresia rezistenţei termice la un perete cilindric simplu, căldura schimbată în unitatea de timp între două fluide separate de un perete cilindric se poate exprima prin relaţia (parametrii caracteristici sînt redaţi în figura 2.52):

$$Q=\frac{\Delta t}{\Sigma R_i}=\frac{t_{fi}-t_{fe}}{\frac{1}{\alpha_i A_i}+\frac{1}{2\pi L\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+\frac{1}{\alpha_e A_e}}=\frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_i\pi d_i L}\frac{d_e}{d_e}+\frac{1}{2\pi L\lambda}\frac{d_e}{d_e}\ln\frac{d_e}{d_i}+\frac{1}{\alpha_e\pi d_e L}}=$$

$$=\frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i}+\frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+\frac{1}{\alpha_e}}A_e\,\Delta t.$$

Scriind ecuaţia Iui Newton sub forma:

$$Q=k_e A_e\,\Delta t, \tag{2.239}$$

se constată că expresia coeficientului global de schimb de căldură, corespunzător suprafeţei exterioare a peretelui cilindric, este următoarea:

$$k_e=\frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i}+\frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+\frac{1}{\alpha_e}}. \tag{2.240}$$

în mod asemănător se poate stabili şi o expresie a coeficientului global de schimb de căldură corespunzător suprafeţei interioare a peretelui cilindric.

In numeroase cazuri, se preferă utilizarea coeficientului global de schimb de căldură, exprimat pe unitatea de lungime a conductei k_L (W/m °C), care apare în legea lui Newton scrisă sub forma:

$$Q=k_L L\,\Delta t. \tag{2.241}$$

Expresia lui *kr* rezultă simplu, prin egalarea relaţiilor (2.239) şi (2.241):

$$k_e A_e=k_L L;$$

$$k_L=k_e\pi d_e;$$

$$k_L=\frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i d_i}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+\frac{1}{\alpha_e d_e}}. \tag{2.242}$$

In cazul fluidelor separate de un perete cilindric compus din mai multe straturi, /c^ are expresia:

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_1^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}; \qquad (2.243)$$

Cazul fluidelor separate de un perete sferic. Prin acelaşi procedeu, ca şi în cazul peretelui cilindric, cunoscînd rezistenţa termică a peretelui sferic simplu, se poate scrie:

$$Q = \frac{\Delta t}{\Sigma R_i} = \frac{t_{f_i} - t_{f_e}}{\frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{1}{4\pi\lambda}\left(\frac{2}{d_i} - \frac{2}{d_e}\right) + \frac{1}{\alpha_e A_e}} =$$

$$= \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_i \pi d_i^2}\frac{d_e^2}{d_e^2} + \frac{1}{4\pi\lambda}\frac{2(d_e - d_i)}{d_i d_e}\frac{d_e}{d_e} + \frac{1}{\alpha_e \pi d_e^2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^2 + \frac{d_e - d_i}{2\lambda}\frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_e}} A_e \Delta t.$$

S-a constatat deci, că valoarea coeficientului global de schimb de căldură, exprimat pe unitatea de suprafaţă exterioară, la fluidele separate de un perete sferic simplu, este dată de relaţia:

$$k_e = \frac{1}{iOl^{\wedge} \frac{-d_i}{2\lambda}\frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_e}} \qquad (2.244)$$

(se poate stabili valoarea lui k_e şi în cazul în care peretele este format din mai multe straturi).

Cazul fluidelor care circulă prin conducte îngropate. în figura 2.53 sînt redaţi parametrii caracteristici acestui caz de schimb global de căldură.

Cunoscînd expresia rezistenţei termice a solului, în cazul conductelor îngropate, pentru $7i/d_e > 2$, se poate scrie următoarea relaţie pentru Q:

$$Q = \frac{\Delta t}{\Sigma R_i} = \frac{t_f - t_s}{\frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{1}{2\pi L\lambda_c}\ln\frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{2\pi L\lambda_s}\ln\frac{4h}{d_e}} =$$

$$= \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_i \pi d_i L}\frac{d_e}{d_e} + \frac{1}{2\pi L\lambda_c}\frac{d_e}{d_e}\ln\frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{2\pi L\lambda_s}\frac{d_e}{d_e}\ln\frac{4h}{d_e}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i} + \frac{d_e}{2\lambda_c}\ln\frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2\lambda_s}\ln\frac{4h}{d_e}} \cdot A_e \Delta t.$$

A rezultat aşadar expresia lui k_e:

$$k_e = \frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i} + \frac{d_e}{2\lambda_c}\ln\frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2\lambda_s}\ln\frac{4h}{d_e}}. \qquad (2.245)$$

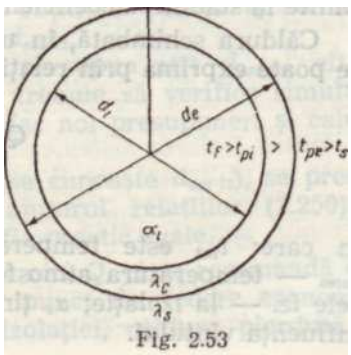


Fig. 2.53

2.7.2. IZOLAREA TERMICA A CONDUCTELOR ŞI APARATELOR

Izolarea termică a conductelor şi diverselor aparate (coloane, schimbătoare de căldură etc.) este necesară pentru:

— a se reduce schimbuT de căldură cu mediul ambiant şi a se mări economicitatea instalaţiilor;

— a se evita degradarea fluidelor din interiorul conductelor şi aparatelor (scăderea titlului de vapori la aburul saturat, încălzirea sau vaporizarea. agenţilor frigorifici etc);

— a se asigura securitatea muncii (se recomandă ca temperatura pe suprafaţa exterioară să nu depăşească 50°C).

Materialele izolante trebuie să îndeplinească următoarele condiţii:

— să aibă conductivitate termică mică (sub 0,23 W/m °C);

— să aibă densitatea mică, pentru a nu încărca prea mult conductele şi aparatele izolate (sînt preferate materialele poroase care au şi *X* şi p mici);

— să fie ieftine şi să se monteze uşor;

— să nu fie corosive faţă de metalele care se izolează;

—' să fie rezistente la temperatura de lucru, la umiditatea atmosferică, la acţiuni mecanice.

Principalele materiale izolante utilizate sînt: vata de sticlă, vata de zgură şi diatomitul.

Vata de sticlă are X<=0,058 ... 0,093 W/m°C şi p=40...80 kg/m^3; se utilizează pînă la o temperatură de 600°C; se foloseşte sub formă de saltele cu grosimi de 15 ... 60 mm; se protejează la exterior cu carton asfaltat, tablă galvanizată sau un strat de gips (la conducte şi aparate interioare).

Vata de zgură se obţine prin pulverizarea, cu aer sau abur, a zgurei topite de la cuptoarele siderurgice; are X=0,058 ... 0,081 W/m°C şi p= =M150 ... 300 kg/m^3;/se utilizează pînă la o temperatură de ZOO^; trebuie şi ea protejată Ia exterior.

Diatomitul este un pămînt natural izolant; are X=0,12 . .. 0,21 W/m°C! şi p=500 . .. 700 kg/m^3; se utilizează pînă la o temperatură de 900°C; cu apa formează o pastă care se aplică uşor pe suprafeţele care se izolează; se pot utiliza şi diverşi lianţi, ca, de exemplu, fulgi de azbest, mică, tuf vulcanic etc; se protejează la exterior; se pot utiliza pentru izolare şi cărămizi de diatomit fasonate special.

Calculul termic al izolaţiei se face, obişnuit, cu ajutorul relaţiilor întîlnite la stabilirea coeficienţilor globali de schimb de căldură.

Căldura schimbată, în unitatea de timp, printr-un perete plan izolat, se poate exprima prin relaţia:

$$Q=\frac{A\,(t_{int}-t_{atm})}{\frac{1}{\alpha_i}+\frac{\delta_m}{\lambda_m}+\frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}+\frac{1}{\alpha_e}}, \qquad (2.246)$$

în care: t_{int} este temperatura fluidului din interiorul aparatului şi *tatm* — temperatura atmosferică; indicele *m* se referă la metal, iar indicele *iz.* — la izolaţie; α_e ţine seamă de convecţia liberă, de radiaţie şi de influenţa vîntului.

Pentru că $„,<£« şi X_m» *Kz,* termenul o_m/λ_m se neglijează în raport cu termenul Sjj/i.^. Asemănător, pentru că Oj» $<x_e$, termenul l/a_t se neglijează în raport cu termenul $l/<x_e$.

Relaţia anterioară, sub forma simplificată:

$$Q = \frac{A\,(t_{int} - t_{atm})}{\frac{\delta_{iz}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}}, \qquad (2.247)$$

poate fi utilizată în moduri diferite, în funcţie de datele impuse iniţial.

— Dacă este impusă temperatura pe suprafaţa exterioară a izolaţiei, se calculează iniţial cc_e, apoi Q, cu ajutorul relaţiei:

$$Q = \alpha_e A (t_{ext\ iz} - t_{atm}) \qquad (2.248)$$

şi în final, din relaţia (2.247), rezultă grosimea necesară a izolaţiei.

—• Dacă este impusă valoarea lui S«, se presupune $t_{exf\,iz}$, se calculează OL_S şi apoi se verifică *Q* cu ajutorul relaţiei (2.248) (încercări succesive. In final se calculează S_{iz} cu relaţia (2.247).

— Dacă este impusă valoarea lui 8;-, se presupune $r_{OT}j_{iz}$, se calculează u_a şi apoi se stabileşte Q cu relaţiile (2.247) şi (2.248). Dacă valorile iui *Q* sînt egale, temperatura presupusă este corectă. *I*

Relaţiile de calcul corespunzătoare peretelui plan pot fi utilizate şi în cazul vaselor cilindrice de diametru mare.

La conductele izolate, căldura schimbată în unitatea de timp se poate calcula cu relaţia: *y*

$$Q = \frac{\pi L\,(t_{int.} - t_{atm})}{\frac{1}{\alpha_i d_{int,m}} + \frac{1}{2\lambda_m} \ln \frac{d_{ext,m}}{d_{int,m}} + \frac{1}{2\lambda_{iz.}} \ln \frac{d_{ext,iz.}}{d_{ext,m}} + \frac{1}{\alpha_e d_{ext,iz.}}}, \qquad (2.249)$$

care, simplificată, capătă forma:

$$Q = \frac{\pi L\,(t_{int.} - t_{atm})}{\frac{1}{2\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{ext,iz}}{d_{ext,m}} + \frac{1}{\alpha_e d_{ext,iz.}}}. \qquad (2.250)$$

— Dacă este impusă temperatura pe suprafaţa exterioară a izolaţiei, se presupune $d_{„,\,iz}$, se calcuează $<x_e$ şi apoi Q, cu ajutorul relaţiei:

$$Q = \alpha_e \pi d_{ext\ iz} L (t_{ext\ iz} - t_{atm}) \qquad (2.251)$$

şi al relaţiei (2.250). Dacă cele două valori obţinute pentru *Q* nu sînt egale, calculul se repetă, presupunînd un alt d_{ext}«.

— Dacă este impusă valoarea lui *Q,* se presupun atît d_{extiz}, cît şi $t_{„xt\ a}$ şi se calculează a_e. Aceste trei valori trebuie să verifice simultan relaţiile (2.250) şi (2.251) (în caz contrar, se fac noi presupuneri şi calculul se repetă).

— Dacă este impusă grosimea izolaţiei (se cunoaşte $d_{ext\ iz}$), se presupune t,jgibi se calculează $a_{(}$, şi apoi Q cu ajutorul relaţiilor (2.250) şi (2.251). Cele două valori ale lui *Q* trebuie să fie practic egale.

în cazul în care nu se impun nici $t_{ex}t$ <* Şi nici *Q,* ci se recomandă determinarea grosimii optime a izolaţiei, din punct de vedere economic, se calculează, pentru diverse grosimi ale izolaţiei, căldura pierdută în

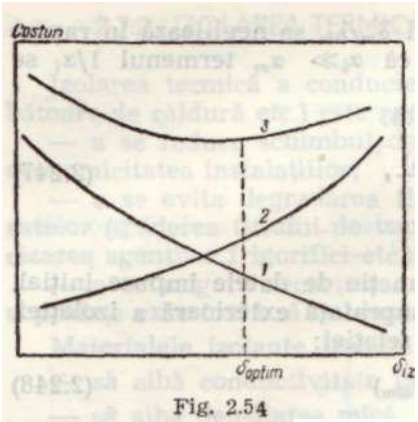


Fig. 2.54

unitatea de timp *1* şi se construieşte o diagramă de tipul celei redate în figura 2.54. în această diagramă, în amortizarea anuală a izolaţiei *2* sînt incluse costul materialelor utilizate, costul manoperei şi costul întreţinerii. Grosimea optimă a izolaţiei este cea care corespunde punctului de minim al curbei costului total *3*.

Coeficientul parţial de schimb de căldură exterior se poate calcula cu relaţiile exacte prezentate anterior (convecţia forţată în cazul secţiunilor de curgere practic nelimitate, convecţia liberă, pierderea de căldură prin radiaţie a unei suprafeţe convexe către mediul înconjurător) sau, mai rapid, dar mai puţin exact, cu ajutorul unor relaţii simplificate.

O asemenea relaţie, aplicabilă la conducte orizontale, este următoarea:

$$\alpha_e = 1{,}313\left(\frac{t_{ext.iz.}-t_{atm}}{d_{ext.iz.}}\right)^{1/4} + \frac{5{,}67\,e_{iz.}}{t_{ext.iz}-t_{atm}}\left[\left(\frac{T_{ext.iz.}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{atm}}{100}\right)^4\right]+3{,}9\,\frac{w^{0,6}}{d_{ext.iz.}^{0,4}}. \quad (2.252)$$

In această relaţie, care se aplică în Sistemul Internaţional de unităţi de măsură (fundamentale), primul termen se referă la convecţia liberă, iar ultimul la influenţa vîntului *(w* este viteza medie a vîntului).

Pentru suprafeţe de schimb de căldură cu lungimi caracteristice mai mari de 0,3 m, coeficientul de schimb de căldură prin convecţie liberă se poate citi din nomograma redată în figura 2.55, construită după relaţia exactă (pentru suprafeţele plane orizontale a se vedea observaţiile de la convecţia liberă), în funcţie de temperatura medie $t=0{,}5(t_{ext.\ tz}+t_{atm})$ şi de diferenţa de temperatură $At=t_{ex}t._{te}-t_{atm}$.

In figura 2.56 este redată o nomograma pentru citirea coeficientului de schimb de căldură prin radiaţie, în funcţie de *t, At* şi *e^*.

Coeficientul parţial de schimb de căldură exterior se obţine cu formula:

$$\alpha_e=\alpha_c+\alpha_r+7\sqrt{w}. \quad (2.253)$$

în dimensionarea izolaţiei termice se admit condiţii relativ aspre, în privinţa temperaturii atmosferice şi a vitezei medii a vîntului (obişnuit se ia *w=5* m/s pentru conductele şi aparatele plasate în aer liber şi *w=Q* în cazul plasării lor în interiorul diverselor construcţii).

Cele prezentate anterior se referă în special la izolarea conductelor şi aparatelor cu temperatură interioară superioară temperaturii atmosferice.

Pentru izolarea sistemelor cu temperatură inferioară temperaturii ambiante se utilizează, pe lîngă vată de zgură, vată de sticlă, azbest (şi un strat subţire de aer poate fi izolator termic) şi materiale specifice ca, de exemplu, spumă solidă de poliuretan, polistiren expandat, plută, perlit (granule).

Spuma solidă de poliuretan (X=0,016 ... 0,032 W/m °C; p=30 ... ... 130 kg/m^3; t=—200 ... 100°C) este foarte mult utilizată în ultimul

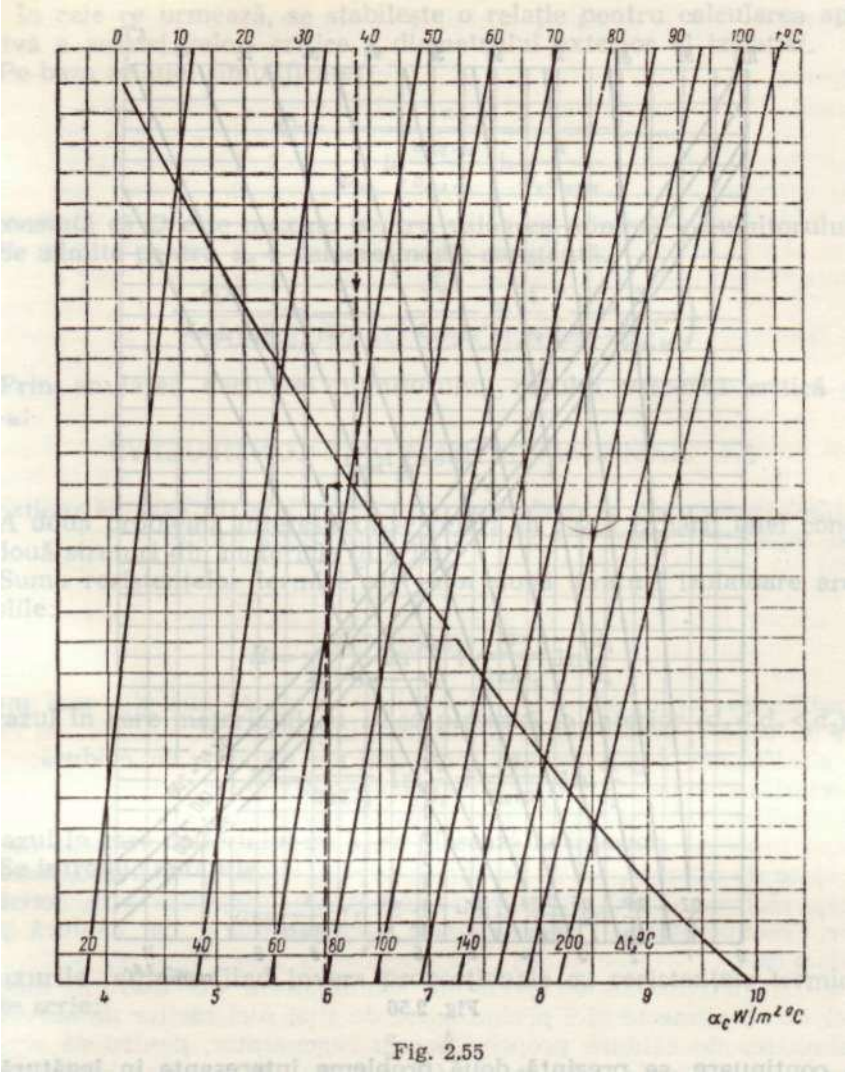


Fig. 2.55

timp, pentru izolări în sistemele frigorifice şi la conductele magistrale îngropate în sol, pentru transportul lichidelor calde, uşor congelabile (ţiţei, păcură, benzen). In acest ultim caz, poliuretanul se protejează mecanic la exterior, de exemplu cu poliesteri armaţi. Izolarea termică asigurată de poliuretan este mult superioară izolării realizate de sol.

Pe conductele şi aparatele cu temperatură exterioară mai mică decît 0°C, se formează staturi de gheaţă (din umiditatea atmosferică) care îngreunează sistemul şi care, în unele cazuri, măresc fluxul termic absorbit.

Pentru a se evita depunerea de gheaţă, trebuie să se realizeze o izolare termică foarte bună (dimensionată pentru temperatura atmosferică defavorabilă +30°C) care să asigure la exterior o diferenţă de temperatură de numai 1 .. . 2°C. De exemplu, la un rezervor pentru depozitarea etilenei la —104^, temperatura pe suprafaţa exterioară a sistemului este de +29°C, pentru temperatura atmosferică de 30°C.

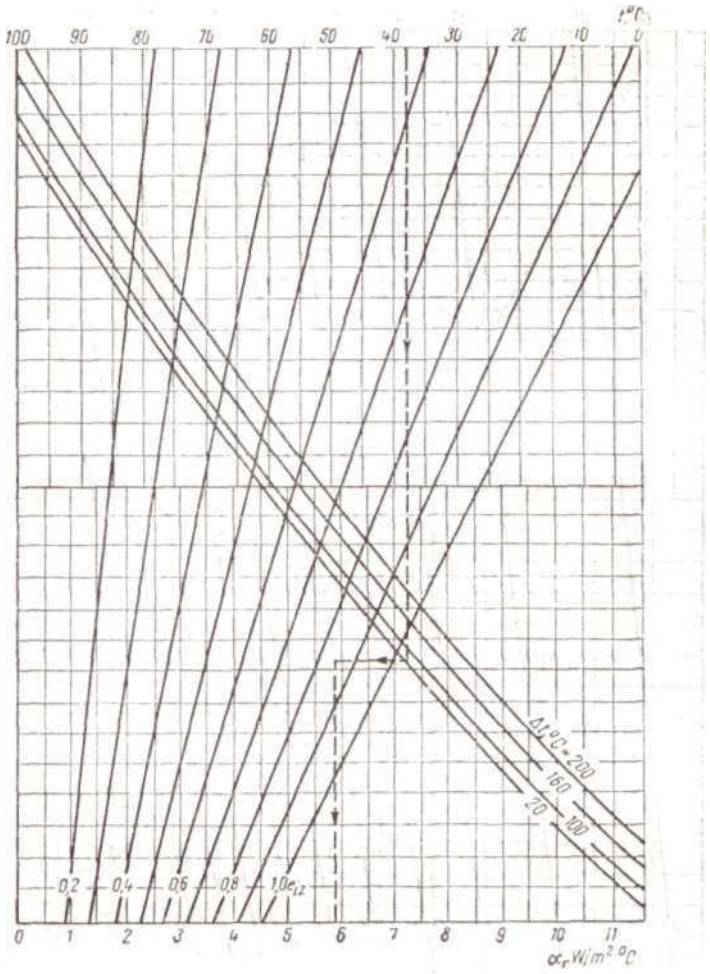


Fig. 2.56

în continuare, se prezintă două probleme interesante în legătură cu izolarea termică a conductelor.

In unele cazuri, la conducte calde de exemplu, în special la diametre mici și materiale izolante cu ~K relativ mare, se constată că prin izolare, pierderea de căldură crește, cu toate că temperatura pe suprafața exterioară se reduce. Prin intermediul relației lui Newton, scrisă pentru transferul de căldură la exterior:

$$Q = \alpha_e A_e \Delta t_e$$

comparîndu-se cazurile fără și cu izolație termică, se constată că prin izolare scad Ai_e și a_e și crește A_e. Dacă creșterea lui A_e este mai însemnată decît scăderile lui Δt_e și ot_e, fluxul termic crește prin izolarea conductei. Un studiu mai amănunțit al problemei duce la concluzia că este posibil uneori ca variația lui Q cu grosimea izolației să se facă după o curbă cu punct de maximum. Deci, pînă la o anumită valoare a diametrului exterior al izolației, este posibil ca Q să crească, cu creșterea grosimii izola-

ției. In cele ce urmează, se stabilește o relație pentru calcularea aproximativă a acestei valori critice a diametrului exterior al izolației.

Pe baza relației simplificate:

$$Q = \frac{\pi L \Delta t}{\frac{1}{2\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{ext \cdot iz}}{d_{ext \cdot m}} + \frac{1}{\alpha_e d_{ext\ iz}}}$$

se constată că Q este maxim, pentru valoarea minimă a numitorului (A').

Se admite pentru a_e o valoare medie constantă.

$$\frac{d(N)}{d(d_{ext \cdot iz})} = \frac{1}{2\lambda_{iz}} \frac{1}{d_{ext \cdot iz}} + \frac{1}{\alpha_e}\left(-\frac{1}{d^2_{ext \cdot iz}}\right)$$

Prin anularea derivatei numitorului, rezultă valoarea critică a lui $d_{ext \cdot iz}$:

$$d_{ext \cdot iz} = \frac{2\lambda_{iz}}{\alpha_e}$$

" Â' 'doUa problemă interesantă se referă la cazul izolării' uriei conducte cu două straturi'dirt materiale diferite.

Suma rezistențelor termice ale celor două straturi izolatoare are expresiile:

$$R = \frac{1}{2\pi L \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi L \lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}$$

in cazul în care materialul cu X_t se plasează la interior ($d_1 < d_a < d_3$);

$$R' = \frac{1}{2\pi L \lambda_2} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi L \lambda_1} \ln \frac{d_3}{d_2}$$

în cazul în care materialul cu k_2 se plasează la interior.

Se introduc notațiile:

$$a = \frac{1}{2\pi L} \ln \frac{d_2}{d_1}; \qquad b = \frac{1}{2\pi L} \ln \frac{d_3}{d_2}$$

Fluxurile termice fiind invers proporționale cu rezistențele termice, se noate Krrie:

$$\frac{Q}{Q'} \simeq \frac{R'}{R} = \frac{\frac{a}{\lambda_2} + \frac{b}{\lambda_1}}{\frac{a}{\lambda_1} + \frac{b}{\lambda_2}} = \frac{a\lambda_1 + b\lambda_2}{a\lambda_2 + b\lambda_1}$$

Punîndu-se condiția $Q < Q'$, rezultă:

$$\frac{a\lambda_1 + b\lambda_2}{a\lambda_2 + b\lambda_1} < 1; \quad \frac{a}{b}\lambda_1 + \lambda_2 < \frac{a}{b}\lambda_2 + \lambda_1;$$

$$\left(\frac{a}{b} - 1\right)\lambda_1 < \left(\frac{a}{b} - 1\right)\lambda_2; \quad \lambda_1 < \lambda_2$$

Fluxul termic mai mic Q corespunde rezistenței termice R, deci cazului în care materialul cu X_t este plasat la interior.

Rezultă concluzia că, în cazul izolării unei conducte cu două straturi concentrice din, materiale diferite, stratul cu X mai mic trebuie plasat la interior, pentru ca fluxul termic schimbat să fie mai mic.

3.

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

3.1. **CLASIFICĂRI, TIPURI ŞI DATE CONSTRUCTIVE**

Schimbătoarele de căldură sînt aparate (utilaje) în care se realizează procese (operaţii) de transfer de căldură între două fluide.

3.1.1. CLASIFICĂRI

Clasificarea schimbătoarelor de căldură se poate face din mai multe puncte de vedere, dintre care trei sînt mai importante:

— clasificarea după procesul principal de transfer de căldură;
— clasificarea după modul de contactare a fluidelor;
— clasificarea după tipul constructiv al aparatului.

După procesul principal de transfer de căldură, se deosebesc numeroase clase de aparate, ca de exemplu: preîncălzitoare, răcitoare, condensatoare, răcitoare-condensatoare, refierbătoare, vaporizatoare, cristalizatoare, recuperatoare, regeneratoare (schimbătoare de căldură propriu-zise) etc.

Intr-o instalaţie *DA* de exemplu, schimbătorul de căldură motorină-ţiţei nu se numeşte nici preîncălzitor de ţiţei nici răcitor de motorină, ci schimbător de căldură propriu-zis sau regenerator, pentru că ambele procese de transfer de căldură sînt importante. Prin preîncălzirea ţiţeiului se urmăreşte reducerea consumului de combustibil la cuptor, iar prin răcirea motorinei se urmăreşte reducerea ulterioară a consumului de agent de răcire, pentru realizarea temperaturii de depozitare. Un răcitor de motorină cu aer, de exemplu, nu este un încălzitor de aer, pentru că scopul transferului de căldură corespunzător nu este încălzirea aerului atmosferic. Schimbătorul motorină-ţiţei este un regenerator de căldură, pentru că el realizează, pe circuitul ţiţei-produse, o recirculare de căldură din avalul în amontele sursei calde (gazele de ardere din cuptor), cu avantajele precizate anterior.

După modul de contactare a fluidelor, se deosebesc trei clase de aparate: schimbătoare de căldură de suprafaţă, schimbătoare de căldură prin contact direct (de amestec) şi schimbătoare de căldură cu fluid intermediar staţionar.

Schimbătoarele de căldură *de suprafaţă* se caracterizează prin faptul că cele două fluide care schimbă căldură între ele sînt separate prin pereţi

metalici, în majoritatea cazurilor cilindrici (tuburi). Aceste schimbătoare sînt cele mai frecvent utilizate.

Schimbătoarele de căldură *prin contact direct* nu conţin pereţi despărţitori între fluide şi cum fluidele vin în contact nemijlocit, transferul de căldură este însoţit şi de un proces de transfer de masă.

Schimbătoarele de căldură *cu fluid intermediar staţionar* sînt de concepţie mai recentă, se utilizează în cazuri practice caracteristice şi prezintă unele avantaje specifice. Ele se caracterizează prin faptul că transferul de căldură de la fluidul cald către fluidul rece, care sînt în curgere continuă prin schimbător, este mijlocit de un fluid intermediar staţionat aparat.)

Pentru că aceste tipuri de schimbătoare des căldură sînt mai puţin cunoscute, se dau în continuare cîteva exemple.

Etilena se depozitează în fază lichidă, practic la presiunea atmosferică, deci la aproximativ —104ºC. Ea trebuie livrată către consumatori în fază gazoasă, sub presiune. In acest scop, ea este iniţial comprimată în fază lichidă şi apoi vaporizată şi încălzită, agentul termic de încălzire fiind obişnuit aburul. Schimbătorul de căldură utilizat nu este de tip clasic (există pericolul îngheţării condensului pe suprafaţa tuburilor), ci un schimbător cu fluid intermediar staţionar. La acest aparat cu fascicul tubular în manta, aburul condensează în tuburile din partea inferioară, iar etilena se vaporizează şi se încălzeşte în tuburile din partea superioară a mantalei. In manta se află fluidul intermediar (butan) în dublă fază, stratul de lichid înecînd tuburile în care condensează aburul. Butanul se vaporizează prin aport de căldură de la abur, iar vaporii condensează pe tuburile prin care circulă etilena.

In cazul în care gazul natural are o presiune de zăcămînt mai mare decît cea necesară transportului, el este destins într-o turbină de expansiune, producîndu-se lucru mecanic. Cum printr-o astfel de destindere scade temperatura gazului, pentru evitarea formării criohidraţilor, gazul trebuie încălzit înainte de destindere. încălzirea se face cu gaze obţinute prin ardere, utilizîndu-se un schimbător cu fluid intermediar staţionar (apa).

înainte de a fi livrat consumatorilor, gazul natural lichefiat trebuie comprimat, vaporizat şi încălzit. Pentru vaporizare şi încălzire se utilizează uneori schimbătoare de căldură cu fluid intermediar, în care apa este încălzită prin contact direct cu gaze de ardere (agitare puternică prin barbotare), ea cedînd căldură gazului natural, care circulă printr-un fascicul de tuburi scufundate ^n stratul de apă.

După tipul constructiv al aparatului se deosebesc numeroase clase de schimbătoare, principalele tipuri fiind prezentate în cele ce urmează, cu excepţia schimbătoarelor de căldură *cu fascicul tubular în manta* care, fiind cele mai utilizate, se tratează pe larg într-un paragraf special.

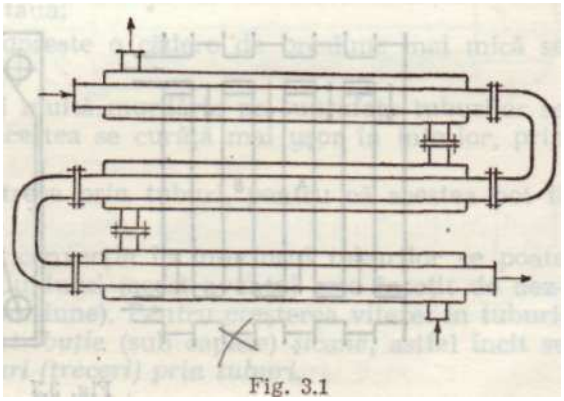


Fig. 3.1

Schimbătoarele *„tub în tub"* (fig. 3.1) constau în două

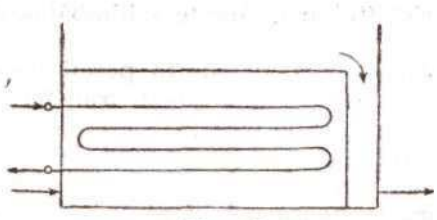


Fig. 3.2

tuburi concentrice, un fluid circulînd prin tubul interior, iar celălalt fluid prin spațiul inelar (intertubular)l Obișnuit se realizează baterii din astfel de elemente, plasate în serie, în paralel sau în combinație mixtă. Aceste schimbătoare prezintă avantajul de a lucra în contracurent, dar sînt voluminoase și grele, în raport cu aria de transfer.

Răcitoarele și condensatoarele *cu serpentină scufundată* (fig. 3.2) constau într-o cadă prevăzută cu deversor, prin care circulă apa de răcire și în care se află scufundată serpentina prin care curge fluidul cald.

Răcitoarele și condensatoarele *cu serpentină stropită cu apă* constau în cîteva serpentine plasate vertical, peste care curge apa de răcire dispersată în picături.

Schimbătoarele de căldură *cu plăci* lucrează cu presiuni relativ mici pentru ambele fluide și au început să fie utilizate și în industria petrochimică, ele fiind ușoare și cu gabarit mic în raport cu aria de transfer. Constau în plăci profilate, din metal, suprapuse și presate pentru etanșare. La extremitățile plăcilor sînt delimitate canalele de legătură pentru fluide, acestea circulînd prin spațiile libere dintre plăci (fig. 3.3).

Răcitoarele și condensatoarele cu *aer* (fac obiectul unui paragraf separat) constau într-un fascicul de tuburi prevăzute la exterior cu aripioare transversale circulare, peste care circulă împins de ventilatoare aerul atmosferic.

Răcitoarele și condensatoarele *prin contact direct* (fac obiectul unui paragraf separat) constau în coloane de contactare în contracurent, cu sau fără umplutură, pentru două fluide practic nemiscibile (gaz-lichid sau lichid-lichid).

în afara tipurilor constructive de schimbătoare de căldură amintite, mai există și alte tipuri, dar fără importanță pentru industria petrochimică (de exemplu, schimbătoare de căldură spirale, schimbătoare de căldură compacte etc). De asemenea, există sisteme de încălzire sau răcire anexate unor aparate în care au loc unele procese fizice sau chimice (de exemplu, autoclave cu agitare, cu sau fără reacții chimice, prevăzute cu serpentină sau manta de încălzire sau răcire).

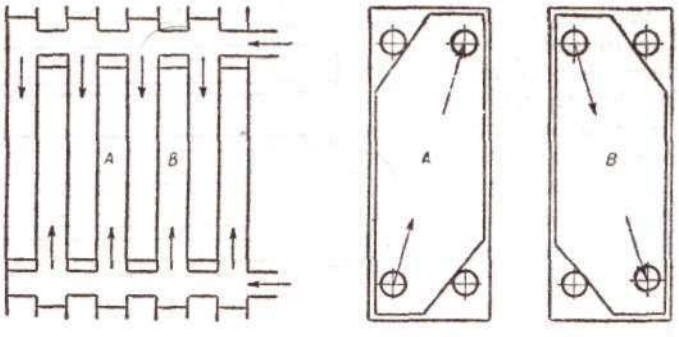


Fig. 3.3

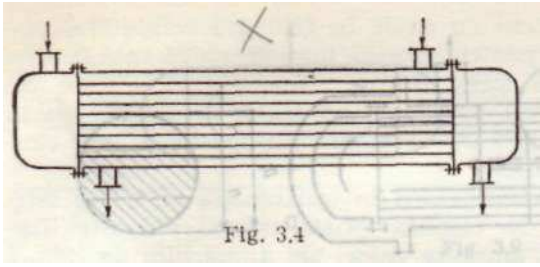


Fig. 3.4

3.1.2. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU FASCICUL TUBULAR ÎN MANTA

£Schimbătoarele de căldură cu fascicul tubular în mania sînt cele mai utilizate tipuri de schimbătoare. Ele prezintă o *arie specifică de transfer de căldură* relativ mare (18—40 m^2/m^3, în raport cu 4—15 m^2/m^3 la schimbătoarele tub în tub) şi un *consum specific de metal* relativ redus (35—80 kg/m^2, în raport cu aproximativ 175 kg/m^2 la schimbătoarele tub în tub),

în figura 3.4 este redată schema celui mai simplu schimbător de căldură cu fascicul tubular în manta. El se compune dintr-o *manta* cilindrică prevăzută la extremităţi cu flanşe, două *capace* prevăzute cu flanşe spre interior, două *plăci tubulare* care se fixează (cu garnituri de etanşare) între flanşele mantalei şi capacelor şi *fasciculul de tuburi,* mandrinate în plăcile tubulare.JAcest schimbător este *rigid* (plăci tubulare fixe în raport cu mantaua), pentru că nu permite o dilatare sau contractare independentă a tuburilor (este solicitată mandrinarea). *Racordurile (stufurile)* pentru fluidul care circulă prin tuburi se află la capace şi acest fluid trece în paralel prin toate tuburile, într-un singur sens. Mantaua conţine tot două racorduri, fluidul corespunzător circulînd longitudinal prin spaţiul intertubular (secţiune de curgere constantă), în contracurent cu fluidul din tuburi. In partea superioară a schimbătorului, atît la manta cît şi la capace, există *dopuri* cu filet pentru evacuarea iniţială a aerului. La o condensare de vapori, vaporii intră în partea superioară, iar condensul este evacuat la partea inferioară (la vaporizare circulaţia se face de jos în sus). Pentru fluidele fără transformare de fază, intrarea poate fi jos sau sus, iar ieşirea, fie pe partea opusă, fie uneori chiar pe aceeaşi parte.

Xjdegerea trecerii fluidelor prin tuburi sau manta se face după următoarele criterii, care nu pot fi întotdeauna respectate:

— fluidul cu temperatură mai mare se trece prin tuburi, pentru a se reduce pierderea de căldură către mediul ambiant;

— fluidul cu debit volumic mai mare se trece prin manta;

— fluidul cu presiune mai mare se trece prin tuburi, acestea rezistînd la presiune mai uşor decît mantaua;

— fluidul pentru care se doreşte o cădere de presiune mai mică se trece prin manta;

— fluidul care depune mai multă murdărie pe suprafaţa tuburilor se trece prin tuburi, pentru că acestea se curăţă mai uşor în interior, prin demontarea capacelor;

— fluidul mai coroziv se trece prin tuburi, pentru că acestea pot fi înlocuite sau izolate mai uşor.

Creşterea coeficientului de convecţie în interiorul tuburilor se poate obţine prin creşterea vitezei fluidului (acest avantaj este însoţit de dezavantajul creşterii căderii de presiune). Pentru creşterea vitezei în tuburi, se introduc în *camerele de distribuţie* (sub capace) *şicane,* astfel încît se obţin două sau mai multe *păsuri (treceri) prin tuburi.*

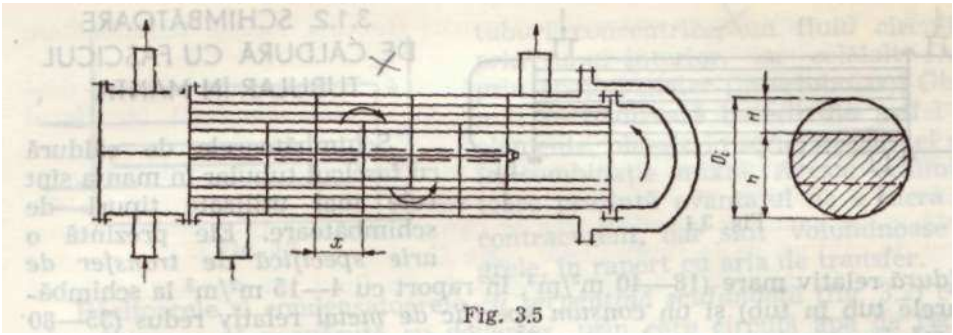


Fig. 3.5

Schimbătoarele din figurile 3.5 și 3.6 funcționează cu două păsuri în tuburi (inițial curgere de la stingă spre dreapta și apoi de la dreapta spre stingă; în raport cu cazul unui singur pas, secțiunea de curgere s-a redus la jumătate, iar viteza s-a dublat), iar cel din figura 3.7 cu patru păsuri în tuburi."J

Pentru majorarea vitezei fluidului din manta, pot fi utilizate *șicane longitudinale*. în figura 3.7, prin prezența unei astfel de șicane, se realizează două *păsuri în manta*. Se constată la acest schimbător, cu 2 păsuri în manta și 4 păsuri în tuburi, că global fluidele circulă în sens invers (unul de jos în sus și celălalt de sus în jos).

{în majoritatea cazurilor practice, în manta se utilizează *șicane transversale segment de cerc* (fig. 3.5 și 3.6), care duc în general la o curgere transversală pe tuburi (secțiunea de curgere este variabilă; apar turbulențe ce îmbunătățesc transferul de căldură; prin fixarea distanței dintre șicane, se realizează viteza medie dorită pentru fluidul din manta)^ în figura 3.8 sînt schițate și alte tipuri de șicane transversale, foarte rar utilizate (șicane *„inel și disc"* și șicane *„benzi laterale — bandă centrală")*.

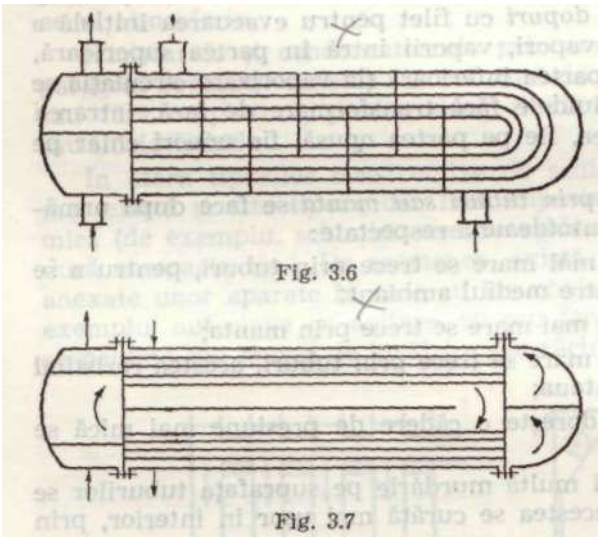


Fig. 3.6

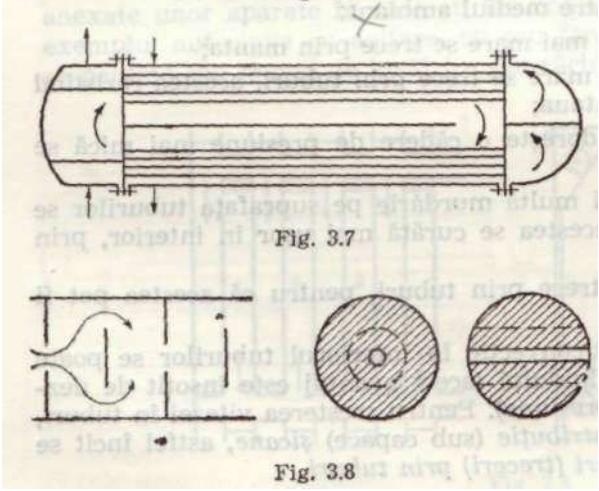


Fig. 3.7

Fig. 3.8

Obișnuit șicanele segment de cerc lasă libere *ferestre orizontale,* alternativ sus și jos. La condensatoare și la schimbătoarele cu două păsuri în manta se utilizează *ferestre verticale.*

[Șicanele transversale sînt solidarizate cu o placă tubulară, prin intermediul unor *tije* și *distanțiere* (fig. 3.5). La intrarea fluidului în manta este prevăzută o *placă deflectoare* (fig. 3.5), care reduce-șocurile asupra tuburilor.j

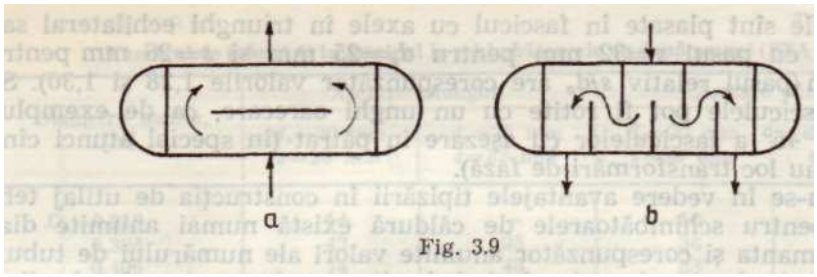


Fig. 3.9

Ulterior se vor discuta şi alte aspecte referitoare la şicanele transversale segment de cerc, precum şi necesitatea unor *şicane (benzi) orizontale de etanşare.*

In unele cazuri se utilizează în manta o curgere scindată (fig. 3.9, *a,* în special la vaporizatoare) sau o *curgere divizată* (fig. 3.9, £»); printre două şicane alăturate circulă jumătate din debitul de fluid).

Pentru a nu se solicita mandrinarea şi pentru a se evita apariţia neetanşeităţilor, trebuie să se asigure o dilatare (contractare) liberă a tuburilor în raport cu mantaua schimbătorului. Această problemă este rezolvată în special prin utilizarea schimbătoarelor cu *cap flotant (mobil)* sau a schimbătoarelor cu *tuburi U.*

în figura 3.5 este prezentat un schimbător de căldură cu cap flotant. Placa tubulară mică are un diametru mai redus decît diametrul interior al mantalei şi, după demontarea capacului mic (acesta este fixat prin intermediul unui inel), fasciculul poate fi extras cu ambele plăci tubulare. în unele cazuri, pentru o alunecare mai uşoară, şicanele inferioare se sprijină ,pe nişte role. Obişnuit, schimbătoarele cu cap mobil au un număr par de păsuri în tuburi. Dacă este necesar să se lucreze cu un singur pas în tuburi, capacul mic este prevăzut cu un racord axial, care iese prin capacul mare, printr-o presetupă.

JTn figura 3.6 este prezentat un schimbător de căldură cu tuburi U. Aceste schimbătoare pot avea în tuburi numai un număr par de păsuri.'

Mai puţin utilizate, pentru preluarea dilatărilor inegale, sînt schimbătoarele cu *compensator de dilataţie la manta,* cele cu o *placă tubulară flotantă,* care asigură etanşarea pe un sistem de garnituri şi cele cu *ţevi duble concentrice* (fluidul circulă într-un sens prin tuburile de diametru mic, care nu constituie o suprafaţă de transfer de căldură, şi în sens invers prin spaţiul intertubular, tuburile de diametru mare fiind închise la capătul liber; camerele de distribuţie se află de aceeaşi parte).

Alte tipuri de schimbătoare de căldură cu fascicul tubular în manta, ca de exemplu cele cu spaţiu de vapori, vor fi discutate ulterior.

£3.1.3. DATE CONSTRUCTIVE

Datele constructive prez?ntate în continuare se referă numai la schimbătoarele de căldură cu fascicul tubular în manta.

Tuburile utilizate frecvent la schimbătoare au diametrul exterior d_e*=25* sau 20 mm, grosimea peretelui fiind obişnuit 2,5 sau 2 mm. Lungimea tuburilor este în majoritatea cazurilor 6 m, dar in funcţie de necesităţi se utilizează şi următoarele lungimi: 1,5; 2; 3; 4 şi 9 m.

Tuburile sînt plasate în fascicul cu axele în triunghi echilateral sau în pătrat, cu pasul s=32 mm pentru d_e—*25* mm și s=26 mm pentru d_e=20 mm (pasul relativ s/d_e are corespunzător valorile 1,28 și 1,30). Se știe că fasciculele pot fi rotite cu un unghi oarecare, ca de exemplu, rotirea cu 45° a fasciculelor cu așezare în pătrat (în special atunci cînd în manta au loc transformări de fază).

Avîndu-se în vedere avantajele tipizării în construcția de utilaj tehnologic, pentru schimbătoarele de căldură există numai anumite diametre de manta și corespunzător anumite valori ale numărului de tuburi în fascicul, în funcție în primul rînd de diametrul exterior al tuburilor, de modul de așezare (triunghi sau pătrat) și de numărul de păsuri în tuburi (cu creșterea numărului de păsuri, din cauza prezenței șicanelor din camerele de distribuție se reduce numărul de tuburi din fascicul)-*

în tabelul 3.1 sînt redate, pentru schimbătoare de căldură cu cap mobil, valori standardizate ale diametrului mantalei și ale numărului corespunzător de-tuburi în fascicul, în funcție de modul de așezare, de diametrul și pasul tuburilor și de numărul de treceri prin tuburi (2, 4 sau 6).

Asemănător, în tabelul 3.2 sînt redate valorile standardizate ale numărului de tuburi în fascicul, pentru schimbătoarele de căldură cu tuburi U, avînd două treceri prin tuburi (un tub U conține atît ducerea cît și întoarcerea).

Din aceste două tabele se constată că, la același diametru de manta, în cazul așezării în triunghi corespund mai multe tuburi decît la așezarea în pătrat, deci că aria specifică de transfer (m^2/m^3) este mai mare la așezarea în triunghi. In cadrul aceleiași așezări, aria specifică este mai mare la tuburile de diametru mai mic.

In tabelul 3.3 sînt prezentate valorile standardizate ale înălțimii relative a șicanei (raportul dintre înălțimea șicanei și diametrul interior al mantalei), pentru șicanele transversale segment de cerc utilizate la schimbătoarele de căldură cu cap mobil.

în cazul ferestrelor orizontale, h/D_i variază între 0,68 și 0,71, iar în cazul ferestrelor verticale (utilizate în special la condensatoare) între

TABELUL 3.1

Numărul de tuburi în fasciculul, la schimbătoarele cu cap mobil (STAS)

Diametru manta, m	Așezare în triunghi						Așezare în pătrat					
	d_e=20; s=26 mm			d_e=25; s=32 mm			d_e=20; s=26 mm			d_e=25; s=32 mm		
	2	4	6 pasuri	2	4	6 pasuri	2	4	6 pasuri	2	4	6 pasuri
D_e=												
0,324	76	60	—	48	—	—	70	56	—	40	—	—
0,406	126	102	—	76	—	—	110	92	—	62	—	—
0,508	220	190	180	138	—	110	198	178	—	112	—	—
D_i=												
0,600	362	322	308	236	206	190	300	274	—	202	190	—
0,800	666	614	594	428	378	358	568	530	526	386	340	—
1,000	1 066	1 002	—	716	653	—	910	864	—	644	584	—
1,200	1 544	—	1 450	1 088	—	949	1 338	—	1 270	948	—	—
1,400	—	2 139	2 097	—	1 378	1 347	—	1 873	—	—	1 201	—

TABELUL 3.2

Numărul de tuburi U în fasciculul la schimbătoarele cu două pasuri (STAS)

Diametru manta, [m]	Așezare triunghi		Așezare pătrat	
	d_e=20 mm s=26 mm	d_e=25 mm s=32 mm	d_e=20 mm s=26 mm	d_e=25 mm s=32 mm
D_e=0,219	14	—	10	—
0,324	43	25	36	23
0,406	74	45	63	38
0,508	121	78	106	65
D_i=0,600	184	117	159	102
0,800	344	227	302	194
1,000	573	368	480	314
1,200	844	542	735	482
1,400	1 166	762	1 013	662

TABELUL 3.3

Înălțimea relativă a șicanelor segment de cerc (h/D_i), la schimbătoarele cu cap mobil (STAS)

Diametru interior manta, [m]	Fereastră orizontală			
	Așezare triunghi		Așezare pătrat	
	d_e=20 mm	d_e=25 mm	d_e=20 mm	d_e=25 mm
0,6	0,688	0,685	0,683	0,688
0,8	0,698	0,708	0,684	0,698
1,0	0,703	0,694	0,702	0,704
1,2	0,688	0,685	0,684	0,688
1,4	0,693	0,698	0,697	0,694
	Fereastră verticală			
0,6	0,677	0,660	0,677	0,660
0,8	0,633	0,620	0,633	0,620
1,0	0,606	0,596	0,606	0,596
1,2	0,588	0,580	0,588	0,580
1,4	0,576	0,569	0,576	0,569

0,56 și 0,68. In literatură, pentru șicane cu ferestre orizontale, se recomandă /i/D^O.75 ... 0,80.

Efectuîndu-se un studiu de optimizare referitor la înălțimea relativă a șicanelor cu ferestre orizontale, în care s-a ținut seamă de faptul că, odată cu creșterea înălțimii șicanei se îmbunătățește transferul de căldură (scade costul schimbătorului), dar crește costul energiei consumate pentru compensarea căderilor de presiune, s-a ajuns la concluzia că, pentru prețurile actuale, raportul *h/Di* este optim din punct de vedere economic la valori de ordinul 0,75 ... 0,80.

La dimensionarea schimbătoarelor de căldură sînt necesare deseori ariile unor segmente de cerc, cu înălțimea mai mică decît raza cercului corespunzător (aria ferestrei șicanei, aria secțiunii corespunzătoare spațiului de vapori). In tabelul 3.4 sînt prezentate valorile necesare calculării rapide a ariilor segmentelor de cerc.

Pentru distanța relativă dintre șicane se recomandă valori *x/Di*= =0,2 ... 1. Efectuîndu-se un studiu de optimizare referitor la distanța

TABELUL 3.4

Constanta C necesară pentru calcularea ariei $S=CD^2$ a unui segment de cerc (D — diametrul cercului; H — înălţimea segmentului)

H/D	C	H/D	C
0,02	0,00375	0,26	0,16226
0,03	0,00687	0,27	0,17109
0,04	0,01054	0,28	0,18002
0,05	0,01468	0,29	0,18905
0,06	0,01924	0,30	0,19817
0,07	0,02417	0,31	0,20738
0,08	0,02943	0,32	0,21667
0,09	0,03501	0,33	0,22603
0,10	0,04087	0,34	0,23547
0,11	0,04701	0,35	0,24498
0,12	0,05338	0,36	0,25455
0,13	0,06000	0,37	0,26418
0,14	0,06683	0,38	0,27386
0,15	0,07387	0,39	0,28359
0,16	0,08111	0,40	0,29337
0,17	0,08854	0,41	0,30319
0,18	0,09613	0,42	0,31304
0,19	0,10390	0,43	0,32293
0,20	0,11182	0,44	0,33284
0,21	0,11990	0,45	0,34278
0,22	0,12811	0,46	0,35274
0,23	0,13646	0,47	0,36272
0,24	0,14494	0,48	0,37270
0,25	0,15355	0,49	0,38270

relativă dintre şicane, în care s-a ţinut seamă de faptul că, odată cu reducerea acestei distanţe se îmbunătăţeşte transferul de căldură, dar creşte consumul de energie pentru pompare, s-a ajuns la concluzia că, pentru uosturile actuale, raportul x/D_i este optim din punct de vedere economic la valori de ordinul 0,5 ... 0,7.

în tabelul 3.5 sînt redate valorile standardizate ale diametrului maxim admisibil al racordurilor utilizate la schimbătoarele de căldură cu cap mobil, pentru intrarea şi ieşirea fluidelor, în funcţie de diametrul man-

TABELUL 3.5

Diametrul maxim al racordurilor (mm), la schimbătoarele cu cap mobil (STAS)

Diametru manta, [m]	La capac; pentru lichide			La manta		
	2 pasuri	4	6	Lichid	Vapori intrare	Condens ieşire
D_e=0,324	100	100	—	100	100	65
0,406	150	150	—	150	150	100
0,508	150	150	150	150	150	100
D_i=0,600	200	150	150	200	200	100
0,800	250	200	150	250	250	150
1,000	300	200	150	300	300	200
1,200	300	250	200	300	300	250
1,400	350	250	200	350	350	250

TABELUL 3.6

Țevi de conductă pentru industria petrolieră (STAS)

d_e, [mm]	d_i, [mm]	d_e, [mm]	d_i, [mm]	d_e, [mm]	d_i, [mm]
26,7	21,0	101,6	90,1	168,3	139,8
26,7	18,9	101,6	88,9	219,1	206,4
33,4	26,6	101,6	87,3	219,1	205,0
33,4	24,3	101,6	85,4	219,1	203,3
42,2	35,1	114,3	106,4	219,1	202,7
42,2	32,5	114,3	105,6	219,1	201,6
48,3	40,9	114,3	104,7	219,1	200,1
48,3	38,1	114,3	104,0	219,1	196,8
48,3	28,0	114,3	103,2	219,1	193,7
60,3	53,9	114,3	102,3	273,0	258,8
60,3	53,1	114,3	101,6	273,0	257,4
60,3	52,5	114,3	100,0	273,0	255,5
60,3	49,2	114,3	98,5	273,0	254,5
60,3	38,2	114,3	97,2	273,0	250,7
73,0	65,8	114,3	92,0	273,0	247,6
73,0	62,7	141,3	128,2	323,8	308,0
73,0	59,0	141,3	127,0	323,8	307,0
73,0	45,0	141,3	125,5	323,8	306,3
88,9	81,0	141,3	123,8	323,8	304,8
88,9	80,2	141,3	122,3	323,8	301,5
88,9	79,3	141,3	115,9	323,8	298,4
88,9	77,9	168,3	155,6	323,8	295,3
88,9	76,2	168,3	154,1	355,6	339,8
88,9	74,6	168,3	152,5	355,6	338,1
88,9	73,7	168,3	150,8	355,6	336,6
101,6	93,7	168,3	149,3	355,6	333,3
101,6	92,9	168,3	146,4	355,6	330,2
101,6	92,0	168,3	142,9	355,6	327,1

talei, natura fluidului și numărul de păsuri în tuburi (pentru racordurile de la capac).

Dimensionarea tehnologică a racordurilor schimbătoarelor de căldură constă în alegerea diametrelor țevilor necesare (în tabelul 3.6 sînt prezentate diametre standardizate pentru țevi de conductă), astfel încît vitezele fluidelor să aibă valori rezonabile. In tabelul 3.7 sînt redate valori orientative ale vitezei admisibile în conducte, pentru diverse cazuri practice.

în tabelele 3.8 și 3.9 sînt prezentate, după normele ICITPR, pentru așezarea în triunghi și respectiv în pătrat, valorile numărului de țevi în fascicul, în funcție de diametrul mantalei, de diametrul și pasul tuburilor și de numărul de treceri prin tuburi (2 sau 4). La fiecare caz, în tabele există cîte 4 coloane pentru numărul de țevi, care corespund în ordine următoarelor valori ale diametrului exterior al racordului de intrare în manta: 73,0; 101,6; 141,3 și 219,1 mm.

In ultimul tabel (3.10) sînt redate tipuri de fascicule tubulare după normele UOP. Datele din acest tabel pot servi pentru o comparație cu datele din tabelele anterioare. Se constată că în acest caz sînt prezentate și date referitoare la schimbătoarele de căldură cu un singur pas în tuburi, utilizate în primul rînd ca refierbătoare termosifon verticale.

TABELUL 3.7

Viteze admisibile în conducte [m/s]

Diametru conductă, [mm]	<76,2	76,2—254	254—508
	Apă		
Tragere pompă	0,30—0,61	0,61—1,22	0,91—1,83
Refulare pompă (*L* mare)	0,61—0,91	0,91—1,52	1,22—2,13
Refulare pompă (*L* mică)	1,22—2,74	1,52—3,66	2,44—4,27
Scurgere	0,91—1,22	0,91—1,52	1,22—2,13
	Fracțiuni petroliere lichide cu viscozitate mică sau medie		
Tragere pompă	0,46—0,76	0,61—1,22	0,91—1,83
Refulare pompă (*L* mare)	0,76—1,07	0,91—1,52	1,22—2,13
Refulare pompă (*L* mică)	1,22—2,74	1,52—3,66	2,44—4,27
Scurgere	0,91—1,22	0,91—1,52	—
	Fracțiuni petroliere lichide cu viscozitate mare		
Tragere pompă (uleiuri)	—	0,46—0,91	0,76—1,52
Tragere pompă (reziduuri)	—	0,12—0,23	0,15—0,30
Refulare pompă (*L* mică)	—	0,91—1,52	1,22—1,83
Scurgere	0,30	0,46—0,91	—
	Abur, vapori, gaze		
Abur, vap. sat. (p. joasă)	13,72—30,48	15,24—38,10	21,34—42,67
Abur, vap. supr., gaze (p. medie)	12,19—24,38	13,72—48,77	30,48—67,06
Abur, vap. supr., gaze (p. înaltă)	9,14—18,29	10,67—38,10	24,38—51,82
	Diverse		
Intrare lichid refierbător		0,91—2,13	
Ieșire amestec refierbător		10,67—22,86	
Intrare vapori condensator		7,62—30,48	
Tragere compresor		22,86—60,96	
Refulare compresor		30,48—76,20	
Intrare abur turbină		36,58—97,54	
Intrare gaze turbină		45,72—106,68	

Masa unui schimbător de căldură poate fi cunoscută numai după efectuarea proiectului de execuție. Orientativ, masa unui schimbător de căldură cu fascicul tubular în manta poate fi apreciată prin următoarea relație empirică:

$$m=(1{,}4\ldots1{,}7)\exp\left[4{,}144+0{,}537\ln\frac{885760\,pD_i^3\left(2{,}5+\frac{L}{D_i}\right)}{25\,600+17{,}418p}\right]+$$

$$+\exp\left(3{,}63+0{,}914\ln A_e\right),$$

în care: m este masa schimbătorului, în kg; D_i — diametrul interior al mantalei, în m; L — lungimea tuburilor, în m; p — presiunea de proiectare a mantalei, în bar; A_e — aria de transfer de căldură, în m^2.

Coeficientul inițial se ia spre valoarea minimă la aparatele rigide și spre valoarea maximă la aparatele cu cap flotant.

în anexa 1 sînt prezentate date pentru agenții termici utilizați la schimbătoarele de căldură.

TABELUL 3.8

Numărul de țevi în fasciculele tubulare cu așezarea țevilor în triunghi (ICITPR)

Diametru interior manta [m]	Țevi diametru exterior 20 mm, pas 26 mm								Țevi diametru exterior 25 mm, pas 32 mm							
	Două pasuri în țevi				Patru pasuri în țevi				Două pasuri în țevi				Patru pasuri în țevi			
0,328	86	72	64	—	—	—	—	—	52	52	52	—	—	—	—	—
0,378	110	110	102	—	—	—	—	—	86	80	72	—	—	—	—	—
0,429	160	160	152	130	—	—	—	—	100	100	96	96	—	—	—	—
0,480	218	218	208	188	204	204	194	176	142	142	138	134	132	132	132	130
0,600	370	370	354	354	350	350	318	318	236	236	224	224	218	218	218	212
0,700	524	522	522	504	498	480	480	466	346	346	334	312	322	322	322	296
0,800	708	702	692	666	684	684	652	652	468	456	456	430	434	434	434	412
0,900	864	864	846	818	836	836	802	802	598	598	598	576	564	564	564	538
1,000	1 144	1 144	1 122	1 122	1 100	1 100	1 100	1 046	732	732	732	714	710	710	710	684
1,100	1 398	1 398	1 372	1 372	1 358	1 358	1 336	1 336	918	918	900	900	890	890	890	868
1,200	1 702	1 684	1 684	1 656	1 646	1 646	1 610	1 610	1 108	1 108	1 090	1 090	1 070	1 070	1 070	1 024
1,300	2 018	2 018	1 998	1 966	1 952	1 952	1 952	1 900	1 326	1 312	1 312	1 284	1 268	1 268	1 268	1 262

TABELUL 3.9

Numărul de țevi în fasciculele tubulare cu așezarea țevilor în pătrat (ICITPR)

Diametru interior manta [m]	Țevi diametru exterior 20 mm, pas 26 mm								Țevi diametru exterior 25 mm, pas 32 mm							
	Două pasuri în țevi				Patru pasuri în țevi				Două pasuri în țevi				Patru pasuri în țevi			
0,328	70	64	—	—	—	—	—	—	42	42	42	—	36	36	36	—
0,378	94	94	—	—	—	—	—	—	64	64	50	—	56	56	42	—
0,429	132	132	122	122	—	—	—	—	90	90	88	78	80	80	70	70
0,480	182	182	180	176	174	174	172	168	124	124	118	96	112	112	106	86
0,600	328	328	314	292	324	298	298	280	212	212	198	198	196	196	192	192
0,700	460	456	444	420	430	430	408	408	300	292	292	272	276	276	268	268
0,800	616	616	600	576	596	596	548	548	392	392	376	376	374	374	374	356
0,900	796	796	782	756	744	744	744	744	518	518	508	508	510	510	488	488
1,000	1 000	986	986	960	972	972	972	934	644	644	644	626	608	608	608	608
1,100	1 216	1 216	1 216	1 188	1 196	1 196	1 196	1 152	796	796	782	782	790	790	756	756
1,200	1 472	1 472	1 472	1 444	1 468	1 468	1 436	1 436	958	958	958	936	936	936	936	904
1,300	1 746	1 746	1 746	1 720	1 722	1 706	1 706	1 656	1 128	1 128	1 112	1 112	1 120	1 120	1 098	1 098

TABELUL 3.10

Numărul de țevi în fasciculele tubulare (UOP)

Diametru interior manta, [mm]	Așezare în triunghi						Așezare în pătrat					
	d_e=19,05; s=25,40 mm			d_e=25,40; s_e=31,75 mm			d_e=19,05; s_e=25,40 mm			d_e=25,40; s_e=31,75 mm		
	1 pas	2	4	1 pas	2	4	1 pas	2	4	1 pas	2	4
205,0	37	30	24	22	18	16	32	26	20	21	16	16
254,5	61	52	40	37	32	28	52	52	40	32	32	26
304,8	90	84	76	57	52	48	80	74	60	48	44	40
336,5	110	101	90	67	63	56	95	90	81	60	56	51
387,3	163	152	136	96	92	86	138	132	116	88	82	75
438,1	211	201	181	130	124	116	188	178	168	112	110	102
488,9	273	256	242	172	162	152	236	224	216	148	142	130
539,7	318	308	279	199	188	170	276	264	246	170	168	157
590,5	381	369	349	247	230	216	341	321	308	210	199	197
635,0	470	452	422	294	282	256	413	391	370	250	248	224
685,8	559	534	488	349	334	302	465	452	427	286	275	267
736,6	630	604	556	397	376	338	554	542	525	348	340	322
787,4	745	728	678	472	454	430	633	616	590	406	398	380
838,2	856	830	774	538	522	486	742	713	687	460	453	430
889,0	970	938	882	608	592	562	827	811	773	517	513	487
939,8	1 090	1 042	1 012	674	664	632	929	902	880	588	580	555
990,6	1 206	1 176	1 128	766	736	700	1 025	1 012	984	645	637	619

3.2. DIFERENȚA MEDIE DE TEMPERATURA

Fluxul termic schimbat într-un aparat de schimb de căldură, între cele două fluide de lucru, se exprimă prin legea lui Newton scrisă cu coeficientul global de transfer de căldură dintre cele două fluide:

$$Q = k_e A_e \Delta t$$

At din această relație reprezintă diferența de temepratură dintre cele două fluide și, cum în general temperaturile celor două fluide sînt variabile în lungul schimbătorului, deci și diferența lor este variabilă, *At* trebuie să fie o diferență medie de temperatură.

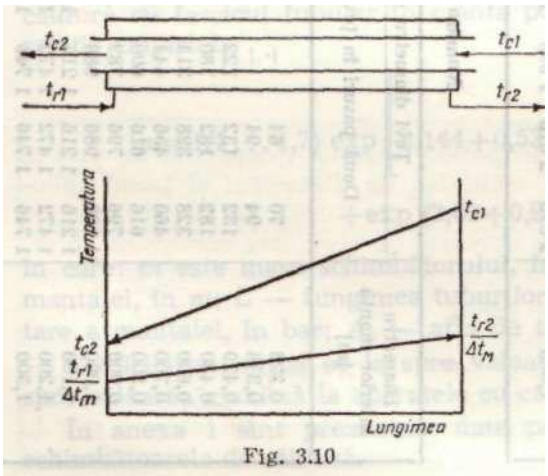


Fig. 3.10

în cele ce urmează se tratează modul de calcul al acestei diferențe medii de temperatură, în diversele cazuri specifice întîlnite practic.

3.2.1. SCHIMBUL DE CĂLDURA ÎN CONTRACURENT

în figura 3.10 este reprezentat schematic un schimbător de căldură „tub în tub", cu circulație a fluidelor în contracurent. Fluidul cald, circulînd de

la dreapta spre stînga, se răcește, iar fluidul rece, circulînd de la stînga spre dreapta, se încălzește. Se utilizează următorii indici: c — fluid cald, *r* — fluid rece, *1* — intrare și *2* — ieșire. Sub schimbător este redată în principiu diagrama de variație a temperaturilor celor două fluide în lungul schimbătorului (în realitate variațiile nu sînt liniare). Se constată că diferența de temperatură dintre cele două fluide este variabilă în lungul schimbătorului, ea fiind maximă (At_M) la un capăt al schimbătorului și minimă (At_m) la celălalt capăt. At_M poate fi întîlnit uneori la capătul rece.

Simplist, s-ar putea considera că diferența medie de temperatură este egală cu diferența dintre temperatura medie a fluidului cald și temperatura medie a fluidului rece, care este totuna cu media aritmetică a diferențelor extreme de temperatură:

$$\Delta t = \frac{t_{c_1}+t_{c_2}}{2} - \frac{t_{r_2}+t_{r_1}}{2} = \frac{(t_{c_1}-t_{r_2})+(t_{c_2}-t_{r_1})}{2} = \frac{\Delta t_M+\Delta t_m}{2}$$

Așa cum se va demonstra în continuare, diferența medie de temperatură este media logaritmică a diferențelor extreme de temperatură, aceasta fiind întotdeauna mai mică decît media aritmetică.

Neglijîndu-se pierderile de căldură ale fluidelor către mediul ambiant și notîndu-se cu „*m*" debitele masice și cu „c„" căldurile specifice izobare ale fluidelor, fluxul termic schimbat poate fi exprimat prin legea lui Newton și prin relația calorimetrică aplicată celor două fluide:

$$Q = k_e A_e \Delta t = m_c C_{pc}(t_{c1}-t_{c2}) = m_r C_{pr}(t_{r_2}-t_{r_1}) \qquad (3.1)$$

Pentru o arie elementară de transfer de căldură se poate scrie:

$$dQ = k_e dA_e(t_c-t_r) = m_c C_{pc} dt_c = m_r C_{pr} dt_r \qquad (3.2)$$

în care k_e, C_{pc} și $C^\wedge$ sînt valori medii constante.

Din relația (3.1) rezultă:

$$\frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_r C_{pr}} = \frac{1}{Q}(t_{c1}-t_{c2}-t_{r2}+t_{r1}) = \frac{\Delta t_M-\Delta t_m}{Q}$$

iar din relația (3.2):

$$\frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_r C_{pr}} = \frac{1}{dQ}(dt_c-dt_r) = \frac{d(t_c-t_r)}{dQ}$$

A rezultat deci egalitatea:

$$\frac{\Delta t_M-\Delta t_m}{Q} = \frac{d(t_c-t_r)}{dQ}$$

Inlocuindu-se valoarea lui dQ, rezultă în continuare:

$$Q = \frac{\Delta t_M-\Delta t_m}{d(t_c-t_r)}\,dQ = \frac{\Delta t_M-\Delta t_m}{d(t_c-t_r)}\,k_e dA_e(t_c-t_r) =$$

$$= k_e(\Delta t_M-\Delta t_m)\frac{\int_0^{A_e} dA_e}{\int_{\Delta t_m}^{\Delta t_M}\frac{d(t_c-t_r)}{t_c-t_r}} = k_e(\Delta t_M-\Delta t_m)\frac{A_e}{\ln\frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}}$$

$$Q = k_e A_e \Delta t = k_e A_e \frac{\Delta t_M-\Delta t_m}{\ln\frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}}.$$

Se constată că diferența; medie de temperatură dintre fluide este media logaritmică a diferențelor de temperatură de la capetele schimbătorului de căldură (în cazul schimbului de căldură în contracurent):

$$\Delta t = \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \qquad (3.3)$$

Diferența dintre media logaritmică și media aritmetică este cu atît mai mare, cu cît raportul At_M/At_m are valori mai mari.

Dacă diferențele de temperatură de la capetele schimbătorului sînt egale, At este egal cu valoarea acestor diferențe (acest lucru este logic și nu rezultă direct din relația (3.3) care duce la o nedeterminare).

Diferența medie logaritmică de temperatură poate fi calculată, cu erori neglijabile, și cu ajutorul următoarei relații empirice, care evită utilizarea logaritmului (pentru minicalculatoare fără logaritmi):

$$\Delta t = \Delta t_m \left(0{,}155 \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m} + 0{,}7 \sqrt{\frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} + 0{,}145 \right) \qquad (3.4)$$

Spre exemplu, pentru At_M=100°C și At_m=20°C, cu relația exactă (3.3) se obține At=49,707°C, iar cu relația (3.4) At=49,705°C.

în figura 3.11 sînt reprezentate schematic două schimburi de căldură în contracurent în care un fluid are o variație continuă (crescătoare sau descrescătoare) a temperaturii, iar celălalt fluid o variație discontinuă. Astfel de variații discontinue se întîlnesc frecvent în practică. De exemplu, la generarea de abur supraîncălzit din apă (a), prin aport de căldură, inițial apa se încălzește pînă la temperatura de fierbere corespunzătoare presiunii, se vaporizează apoi izotermic și final vaporii obținuți se supraîncălzesc (la generarea de abur saturat lipsește supraîncălzirea vaporilor)-' In răcitor-condensatorul unui circuit frigorific (b), de exemplu cu propilenă, vaporii supraîncălziți de propilenă se răcesc inițial pînă la temperatura de condensare corespunzătoare presiunii, condensează apoi izotermic și în final condensul rezultat se răcește (eventual răcirea condensului poate lipsi).

In astfel de cazuri, diferența minimă de temperatură dintre fluide nu se află obișnuit la un capăt al schimbătorului de căldură. Nu este suficient să se fixeze temperaturile de intrare și de ieșire ale fluidelor, astfel ca la capete diferențele de temperatură să fie acceptabile. Trebuie să se stabilească, prin bilanțuri termice parțiale (zona de încălzire a apei, respectiv, zona de răcire a vaporilor de propilenă), diferența minimă locală de temperatură, care obligatoriu trebuie să fie pozitivă.

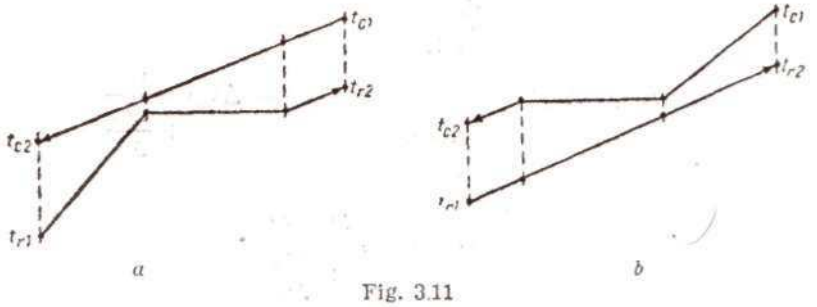


Fig. 3.11

La aceste schimburi de căldură în contracurent specifice, obișnuit nu se utilizează *At* mediu logaritmic global pe aparat, ci separat pentru cele trei zone caracteristice. La schimbările de stare de agregare ale amestecurilor de hidrocarburi, nu apar astfel de probleme de discontinuitate în variația de temperatură.

La schimburile de căldură din figura 3.11, se poate admite global

$$\Delta t = Q / \Sigma (Q_i / \Delta t_i).$$

3.2.2. SCHIMBUL DE CĂLDURĂ IN ECHICURENT

La schimbul de căldură în echicurent, fluidele intră în aparat la același capăt și circulă în același sens, fluidul cald răcindu-se iar fluidul rece încălzindu-se. La echicurent, întotdeauna At_M corespunde capătului de intrare a fluidelor, iar At_m capătului de ieșire.

Analiza diferenței medii de temperatură dintre fluide, la schimbul de căldură în echicurent, se face asemănător ca la contracurent și se ajunge la aceeași concluzie: diferența medie de temperatură este egală cu media logaritmică a diferențelor de temperatură de la capetele schimbătorului.

Diferența minimă de temperatură dintre fluide, indiferent de sensurile de curgere a fluidelor, este obișnuit >15°C, cu excepția aparatelor de schimb de căldură din instalațiile frigorifice, în care At_m poate coborî pînă la 5°C și a schimbătoarelor de căldură prin contact direct între fluide, în care At_m poate coborî pînă la 1°C.

Dacă unul dintre fluide are în schimbător o temperatură constantă (schimb de căldură izotermic, prin vaporizarea unui lichid pur sau prin condensarea unor vapori puri), diferența medie de temperatură este aceeași, indiferent dacă schimbul de căldură se realizează în contracurent sau echicurent (acest lucru este general valabil; se poate extinde și la curent mixt sau curent încrucișat și se ține seamă de el în practică), At_M Și At_m avînd corespunzător aceleași valori.

în figura 3.12 este reprezentat schematic un schimb de căldură în echicurent *a* și un schimb de căldură în contracurent *b,* pentru aceleași temperaturi (°C) de intrare și de ieșire a fluidelor.

Pentru aceleași temperaturi, întotdeauna diferența medie de temperatură pentru contracurent este mai mare decît cea corespunzătoare echicurentului, pentru că raportul At_M/At_m are valori mai mici la contracurent. Pentru valorile numerice din figură, rezultă:

— contracurent $At_M/At_m=1,5;$ At=246,6°C.

— echicurent $At_M/At_m=4$; At=216,4°C.

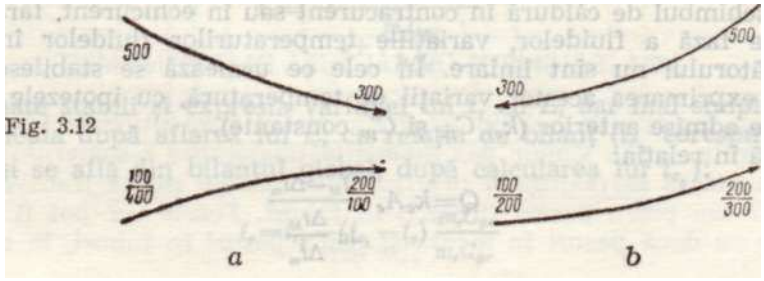


Fig. 3.12

Faptul că diferența medie de temperatură este mai mare la schimbul de căldură în contracurent, decît la schimbul de căldură în echicurent, constituie primul și principalul avantaj al contracurentului. Din legea lui Newton a schimbului global de căldură, se poate observa că, pentru un flux termic dat, dacă *At* este mai mare suprafața de schimb de căldură necesară este mai mică (consum mai mic de metal pentru realizarea schimbătorului și consum mai mic de energie pentru pomparea fluidelor, căderile de presiune fiind mai reduse):

$$A_e = \frac{Q}{k_e \Delta t}$$

în practică se urmărește, pe măsura posibilităților, să se realizeze schimburi de căldură în contracurent.

Schimbul de căldură în contracurent, în raport cu cel în echicurent, prezintă și un al doilea avantaj interesant din punct de vedere practic. Din figura 3.10 se poate constata că temperatura de ieșire a fluidului **rece** *t,* **nu** este limitată de temperatura de ieșire a fluidului cald t_e, în sensul că *t,* poate fi și mai mare decît t_c (avantaj). La schimbul de căldură în echicurent, întotdeauna *t,* $< t_{c2}$ (aceste temperaturi pot fi teoretic egale, numai dacă suprafața de schimb de căldură este infinită).

Cu toate că prezintă dezavantajele amintite, schimbul de căldură în echicurent este întîlnit uneori în practică și anume atunci cînd se urmărește o temperatură maximă a tuburilor mai redusă (rezistență mecanică mai mare și dilatare mai mică) sau eventual o temperatură minimă mai ridicată. Pentru exemplificare, pe baza temperaturilor din figura 3.12, admițîndu-se pentru simplificare rezistențele termice pentru cele două fluide egale (temperatura locală a peretelui tubului este egală cu media aritmetică a temperaturilor fluidelor), se pot constata următoarele:

— echicurent stînga t_p=300°C
dreapta £p=250°C
— contracurent stînga t_p=200°C
dreapta r_p=350°C.

Temperatura peretelui tubului *(t_p)* are deci valoarea maximă pentru echicurent 300°C, iar pentru contracurent 350°C. Temperatura maximă a tubului poate fi întîlnită la echicurent fie la capătul de intrare a fluidelor, fie ila cel de ieșire.

3.2.3. VARIAȚIILE TEMPERATURILOR FLUIDELOR ÎN SCHIMBĂTOR

La schimbul de căldură în contracurent sau în echicurent, fără schimbare de fază a fluidelor, variațiile temperaturilor fluidelor în lungul schimbătorului nu sînt liniare. în cele ce urmează se stabilesc relații pentru exprimarea acestor variații de temperatură, cu ipotezele de simplificare admise anterior *(k_e, C_{pc}* și *C_{pr}* constante).

Dacă în rplntin-

$$Q = k_e A_e \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}}$$

se face înlocuirea întîlnită în deducerea lui *At:*

$$\Delta t_M - \Delta t_m = Q\left(\frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_r C_{pr}}\right)$$

se c

$$\ln\frac{\Delta t_M}{\Delta t_m} = \left(\frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_r C_{pr}}\right) k_e A_e$$

$$\frac{t_{c_1} - t_{r_2}}{t_{c_2} - t_{r_1}} = \exp\left[\left(\frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_r C_{pr}}\right) k_e A_e\right]$$

$$1 - \frac{t_{c_1} - t_{r_2}}{t_{c_2} - t_{r_1}} = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_r C_{pr}}\right) k_e A_e\right]$$

$$(t_{r_2} - t_{r_1}) - (t_{c_1} - t_{c_2}) = (t_{c_2} - t_{r_1})\left\{1 - \exp\left[\left(\frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_r C_{pr}}\right) k_e A_e\right]\right\} \quad (3.5)$$

Pe baza bilanțului termic al schimbătorului, se poate scrie:

$$t_{r_2} - t_{r_1} = (t_{c_1} - t_{c_2})\frac{m_c C_{pc}}{m_r C_{pr}}$$

și făcîndu-se înlocuirea în relația anterioară, rezultă:

$$t_c = \frac{t_{c1} + B t_{r1}}{1 + B} \quad (3.6)$$

în care *B* are expresia (se face înlocuirea cunoscută dintr-un capitol anterior $k_e A_e = k_L L$):

$$B = \frac{1 - \exp\left[\left(\frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_r C_{pr}}\right) k_L L\right]}{\frac{m_c C_{pc}}{m_r C_{pr}} - 1} \quad (3.7)$$

Relația stabilită (3.6), în care $t_{f>}$ s-a înlocuit în general cu t_c, reprezintă variația exponențială a lui t_c cu *L,* la schimbul de căldură în contracurent, fiind date temperaturile inițiale ale fluidelor.

Dacă $m_c C_{pc} = \hat{} m_r C_{pr}$, *B* nu se poate determina. în acest caz, direct din relația $(At = At_M = At_m)$:

$$Q = k_L L(t_{c_2} - t_{r_1}) = m_c C_{pc}(t_{c_1} - t_{c_1})$$

rezultă foentru contracurent):

$$t_c = \frac{t_{r_1} + \frac{m_c C_{pc}}{k_L L} t_{c_1}}{1 + \frac{m_c C_{pc}}{k_L L}} \quad (3.8)$$

Se poate stabili și expresia variației lui *t,* cu *L,* dar mai simplu, t_r se poate calcula după aflarea lui $t_{„}$ cu relația de bilanț (t_{rj} corespunde lui L total si se află din bilanțul global, după calcularea lui t,):

$$t_r = t_{r_2} - (t_{c_1} - t_c)\frac{m_c C_{pc}}{m_r C_{pr}} \quad (3.9)$$

Asemănător, se pot stabili relații și pentru calcularea variațiilor temperaturilor fluidelor în lungul schimbătorului, la schimbul de căldură în echicurent.

întotdeauna, concavitâțile curbelor de variație a temperaturilor au aspectul din figura 3.12 și anume: pentru fluidul cald concayitatea este în jos, iar pentru fluidul rece concavitatea este în jos la contrăcureht și respectiv în sus la echicurent.

Relația (3.6) poate servi pentru calcularea lui t_c , Q și $t,$, la un schimbător în contracurent, cînd sînt date m_cC_{pc}, mfi_{pT}, k_e, A_e, t_c și t_r . O astfel de problemă poate fi. rezolvată, tot fără încercări succesive, și prin intermediul numărului de unități de transfer de căldură.

Relația (3.6) poate căpăta o formă mai simplă, în două cazuri particulare întîlnite în practică.

La vaporizafea izotermică a unui lichid $(t_r=ct.;\ C_{pr}=oo)$ sau, la răcirea unui 'fluid care circulă printr-o conductă îngropată în sol sau plasată în aer $(t_r=ct;\ m_r=,oo),$ prin simplificarea relației (3.6) se obține expresia variației lui t_c în funcție de L (saU A_e):

$$t_c=t_r+\frac{t_{c_1}-t_r}{\exp\dfrac{k_LL}{m_cC_{pc}}} \qquad (3.10)$$

Se constată din relație că pentru L=oo se obține r<=i_r.

In situația inversă, de exemplu la încălzirea unui fluid cu ajutorul aburului saturat $(t_c=ct.\ \backslash\ C_{pc}=oo)_t$ variația temperaturii fluidului rece este dată de relația:

$$t_r=t_c-(t_c-t_{r_1})\exp\left(-\frac{k_LL}{m_rC_{pr}}\right) \qquad (3.11)$$

Această relație se stabilește, prin simplificările corespunzătoare, din relația (3.5). Pentru L—oo corespunde $t,=t_c$.

Relația (3.10) scrisă sub forma:

$$L=\frac{m_cC_{pc}}{k_L}\ln\frac{t_{c_1}-t_r}{t_{c_2}-t_r} \qquad (3.12)$$

este utilă, de exemplu, pentru calcularea variației temperaturii unui țițeiei cald, tansportat pe o conductă magistrală, în funcție de $L,$ ținîndu-se seamă și de variațiile lui k_L și C_{pc}. Pentru intervale mici At_c impuse, se stabilesc valorile C_{pc} și k_L și se calculează lungimile tronsoanelor corespunzătoare, cu relația dată, care apoi se însumează.

3.2.4. SCHIMBUL DE-CĂLDURA ÎN CURENT MIXT

Marea majoritate a schimbătoarelor de căldură utilizate în industrie sînt aparate cu un singur pas în manta (majorarea transferului de căldură în manta se realizează prin introducerea de șicane transversale) și cu două sau patru păsuri (treceri) în tuburi. Foarte rar pot fi întîlnite aparate cu două păsuri în manta și patru păsuri în tuburi, în acest caz

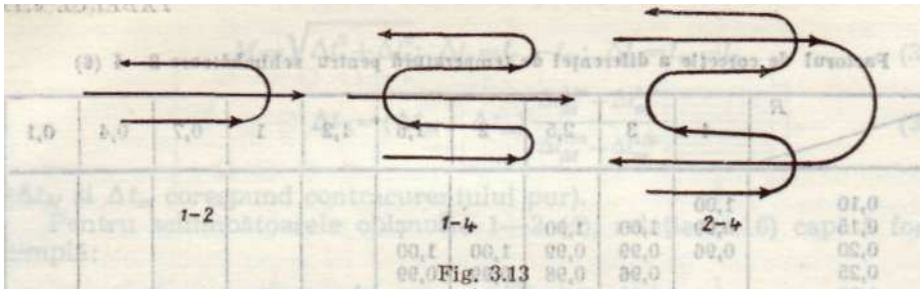


Fig. 3.13

realizîndu-se global contracurent (un fluid circulă de sus în jos, iar celălalt de jos în sus). Dacă numărul de păsuri în manta este egal cu numărul de păsuri în tuburi, de exemplu, 2—2, atunci se realizează contracurent pur.

în figura 3.13 sînt prezentate cîteva scheme de schimb de căldură în curent mixt.

Metoda recomandată în literatură, pentru stabilirea diferenței medii de temperatură dintre fluide, la schimbul de căldură în curent mixt, constă în calcularea diferenței medii de temperatură corespunzătoare contracurentului și corectarea acesteia cu un factor de corecție specific:

$$\Delta t = F \Delta t_{contr.} \qquad (3.13)$$

Factorul de corecție se citește din diagrama corespunzătoare tipului de curent mixt, în funcție de următorii parametri:

$$P = \frac{t_{r_2} - t_{r_1}}{t_{c_1} - t_{r_1}} \text{ și } R = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{t_{r_2} - t_{r_1}} \qquad (3.14)$$

în care: P are valori cuprinse între 0 și 1, R valori sub și supraunitare, iar $F < 1$.

în figura 3.14 este redată principala diagramă a factorului de Corecție pentru diferența medie de temperatură, diagramă corespunzătoare schimbătoarelor 1—2 (4).

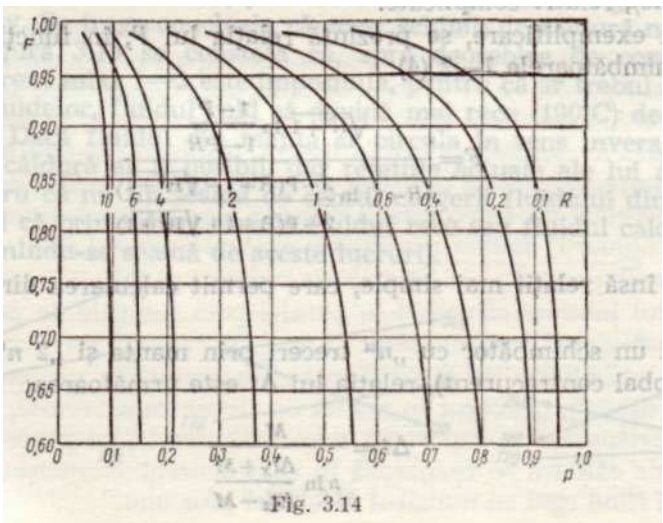


Fig. 3.14

TABELUL 3.11

Factorul de corecție a diferenței de temperatură pentru schimbătoare 2—4 (6)

P \ R	4	3	2,5	2	1,6	1,2	1	0,7	0,4	0,1
0,10	1,00									
0,15	0,99	1,00	1,00							
0,20	0,96	0,99	0,99	1,00	1,00					
0,25		0,96	0,98	0,99	0,99					
0,30		0,84	0,94	0,97	0,99	1,00	1,00			
0,35			0,85	0,94	0,97	0,99	0,99			
0,40				0,88	0,95	0,98	0,99	1,00		
0,45					0,91	0,96	0,98	0,99	1,00	
0,50					0,81	0,93	0,95	0,98	0,99	
0,55						0,89	0,93	0,97	0,99	
0,60						0,81	0,90	0,96	0,98	1,00
0,65							0,84	0,94	0,97	0,99
0,70							0,71	0,90	0,96	0,99
0,75								0,84	0,95	0,99
0,80								0,73	0,92	0,99
0,85									0,88	0,98
0,90									0,80	0,97

Se recomandă să se lucreze cu valori $F>0,7$. Dacă F are o valoare mai mică, trebuie să se schimbe schema de circulație a fluidelor.

In tabelul 3.11 sînt redate valorile lui F, în funcție de P și R, pentru schimbătoarele mai puțin utilizate, cu două păsuri în manta și patru sau mai multe păsuri în tuburi (obișnuit un număr par).

Valorile din tabel sînt aceleași cu cele citite din diagrama corespunzătoare.

în zona din stînga-jos a tabelului nu trebuie sau chiar nu se poate lucra.

Valorile lui F sînt stabilite cu ajutorul unor relații analitice (nu experimentale), relativ complicate.

Pentru exemplificare, se prezintă relația lui F, în funcție de P și R, pentru schimbătoarele 1—2 (4):

$$F=\frac{\sqrt{R^2+1}\,\ln\frac{1-P}{1-PR}}{(R-1)\ln\frac{2-P(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})}} \qquad (3.15)$$

Există însă relații mai simple, care permit calcularea directă a lui A t (corectat).

Pentru un schimbător cu „n" treceri prin manta și „2 n" treceri prin tuburi (global contracurent), relația lui At este următoarea:

$$\Delta t=\frac{M}{n\ln\frac{\Delta t_x+M}{\Delta t_x-M}} \qquad (3.16)$$

in care:

$$M=\sqrt{\Delta t_c^2+\Delta t_r^2};\quad \Delta t_c=t_{c_1}-t_{c_2};\quad \Delta t_r=t_{r_2}-t_{r_1} \tag{3.17}$$

$$\Delta t_X=(\Delta t_M-\Delta t_m)\frac{\Delta t_M^{1/n}+\Delta t_m^{1/n}}{\Delta t_M^{1/n}-\Delta t_m^{1/n}} \tag{3.18}$$

(At_M și At_m corespund contracurentului pur).

Pentru schimbătoarele obișnuite 1—2 (4), relația (3.16) capătă forma simplă:

$$\Delta t=\frac{M}{\ln\dfrac{\Delta t_M+\Delta t_m+M}{\Delta t_M+\Delta t_m-M}} \tag{3.19}$$

O exemplificare numerică pentru calculul lui At la un schimbător 1—2, lucrînd cu: t_{Cj} =180; t_{Ci} =110; t_{fj} =70 și $t_{f>}$ =90°C.

Pentru contracurent: Ar_M=90; Ai_m=40 și At«$_m$tr.=61,66°C.

Cu relațiile (3.14) și (3.15) se obțin: P=0,1818; *R=3,5* și F=0,9329 (corespunde diagramei din figura 3.14).

$$\Delta t=0{,}9329\cdot 61{,}66=57{,}52°C.$$

Cu relațiile (3.17) și (3.19) se obțin: At_r=70; At_r=20; M=72,8 și At=57,52°C (valoare identică cu cea anterioară).

Relațiile prezentate pentru calcularea lui A_t sînt ușor de aplicat numeric și sînt de preferat față de diagrame, în cazul realizării unui program de 'calcul.

Pentru înțelegerea mai ușoară a imposibilității realizării uneori a unui schimb de căldură în curent mixt, se recurge în continuare la o exemplificare numerică.

Pentru un schimbător 1—2 se dau: t_c =340; t_c =190; t_r =170 și *t.* =240°C și se cere valoarea lui At (se observă că $t_r > t_c$).

Figurîndu-se schema în contracurent (fig. 3.15), se calculează: At_{contr}— =49,7°C; P=0,4118 și fl=2,143. Factorul F nu poate fi citit din figura 3.14, pentru că dreapta lui P nu se intersectează cu curba lui *R.* Relațiile (3.15) și (3.19) nu duc la un rezultat, pentru că apare în calcul logaritmul unui număr negativ. Se trage concluzia că acest schimb de căldură nu este posibil. Din figura 3.15 se constată că, spre deosebire de contracurent, schema în curent mixt 1—2 este imposibilă, pentru că ar trebui ca în zona de ieșire a fluidelor, fluidul cald să devină mai rece (190°C) decît fluidul rece (240°C). Dacă fluidul din manta ar circula în sens invers, poate că schimbul de căldură ar fi posibil, dar relațiile actuale ale lui At nu sînt perfecte pentru că nu țin seamă de sensul curgerii fluidului din manta și nici de faptul că prin tuburi circulă fluidul rece sau fluidul cald (relațiile se aplică neținîndu-se seamă de aceste lucruri).

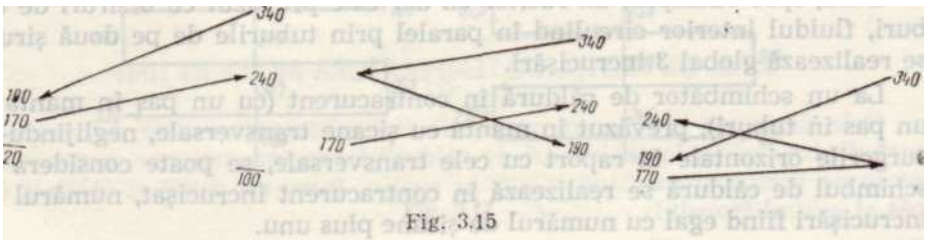


Fig. 3.15

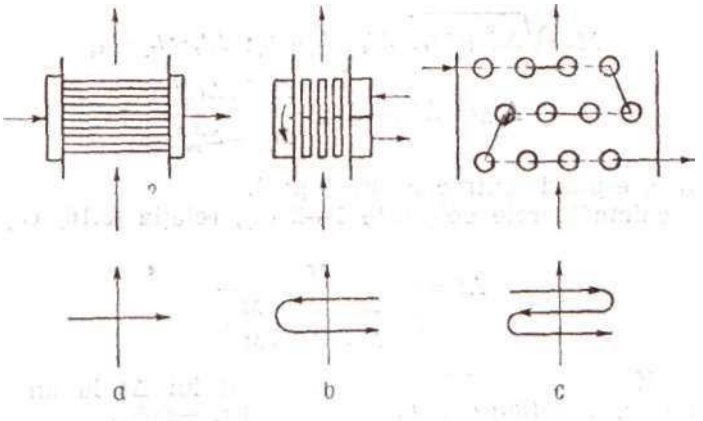


Fig. 3.16

3.2.5. SCHIMBUL DE CĂLDURA ÎN CURENT ÎNCRUCIȘAT

în unele aparate sau sisteme de transfer de căldură practice (secția de convecție a unui cuptor, răcitoare cu aer, preîncălzitoare de aer etc.) se întîlnesc schimburi de căldură în curent încrucișat simplu sau în contracurent încrucișat (fig. 3.16).

Schema a reprezintă un schimb de căldură în curent încrucișat simplu. Un fluid circulă de la stînga spre dreapta, în paralel prin toate tuburile unui fascicul, iar celălalt fluid circulă ascendent printre tuburile fasciculului, întotdeauna, fluidul care circulă transversal pe un fascicul dâ tuburi suferă o amestecare, cauzată de turbulența ce se produce.

Schema 6 reprezintă un schimb de căldură în contracurent încrucișat. *Un* fluid circulă ascendent prin interiorul tuburilor, iar celălalt fluid circulă global descendent, transversal pe fasciculul de tuburi și pe două pășuri.

Schema c reprezintă tot un schimb de căldură în contracurent încrucișat. Un fluid circulă ascendent peste trei șiruri orizontale de tuburi, iar celălalt fluid circulă prin interiorul tuburilor, descendent de la un șir la altul. Circulația fluidului din tuburi în plan orizontal (într-un șir de tuburi) în ambele sensuri nu are influență asupra diferenței medii de temperatură. Importante sînt cele trei șiruri de tuburi, care reprezintă încrucișări la niveluri de temperatură diferite ale fluidului exterior. în astfel de cazuri, numărul de încrucișări este egal cu numărul de șiruri de tuburi.

Dacă, spre exemplu, un răcitor cu aer este prevăzut cu 6 șiruri de tuburi, fluidul interior circulînd în paralel prin tuburile de pe două șiruri, se realizează global 3 încrucișări.

La un schimbător de căldură în contracurent (cu un pas în manta și un pas în tuburi), prevăzut în manta cu șicane transversale, neglijîndu-se curgerile orizontale în raport cu cele transversale, se poate considera că schimbul de căldură se realizează în contracurent încrucișat, numărul de încrucișări fiind egal cu numărul de șicane plus unu.

La schimbul de căldură în curent încrucișat, diferența medie de temperatură, dintre fluide se poate calcula cu relația întâlnită la, curentul mixt:

$$\Delta t = F \Delta t_{contr}$$

în care F este funcție de parametrii P și *R* definiți anterior.

în literatură există diagrame ale lui F, ca de exemplu: pentru încrucișare simplă, cu un fluid amestecat și unul neamestecat și pentru contracurent încrucișat, cu două păsuri realizate de fluidul care circulă prin tuburi. NU există precizări în legătură cu faptul că încrucișările pot fi realizate de fluidul din tuburi sau de fluidul exterior.

Pentru un număr mai mare de încrucișări, se recomandă relația:

$$F_N = F_1^{1/N} \qquad (3.20)$$

în care F_t se referă la curent încrucișat simplu, iar A[r] reprezintă numărul de încrucișări *(F* crește, cu creșterea lui *N),*

Această relație nu este satisfăcătoare, așa cum rezultă din exemplele următoare. Pentru P=0,4 și *R—2* se citește din diagrama încrucișării simple F_1=0,7, iar din diagrama contracurentului încrucișat, cu două încrucișări, F_2=0,94. Valoarea calculată a lui F_2, conform relației anterioare, este:

$$F_2 = 0{,}7^{1/2} = 0{,}837$$

deci mult mai mică decît valoarea citită din diagramă (0,94).

Al doilea exemplu, se referă la un caz concret din practică, pentru un schimb de căldură în contracurent încrucișat cu 12 încrucișări, la care: ^=400; t_{Ci} =180; t_{Tj} =100 și t,$_2$ =330°C. Rezultă P=0,767'și #=0,957, dar *Fi* nu poate fi citit din diagramă, pentru că dreapta lui P nu se intersectează cu curba lui *R* și deci Fjy Și At nu pot fi stabilite. Explicația acestui lucru constă în faptul că la o încrucișare simplă este obligatoriu ca $t, < t_c$, în caz contrar schimbul de căldură nefiind posibil (local fluidul rece ar fi mai cald decît fluidul cald).

Pentru exemplul anterior, considerîndu-se că fluidul rece realizează încrucișările și admițîndu-se pentru simplificare variații de temperatură egale pe fiecare încrucișare, în figura 3.17 s-au trecut temperaturile caracteristice pentru 3 și 4 încrucișări. Se constată că schimbul de căldură în cauză nu poate fi realizat cu <3 încrucișări (330 > 327), ci numai cu >4 încrucișări, pentru că în acest caz la fiecare încrucișare corespunde $t_{r2} < t'_{et}$ (157,5 <180; 215<235 etc).

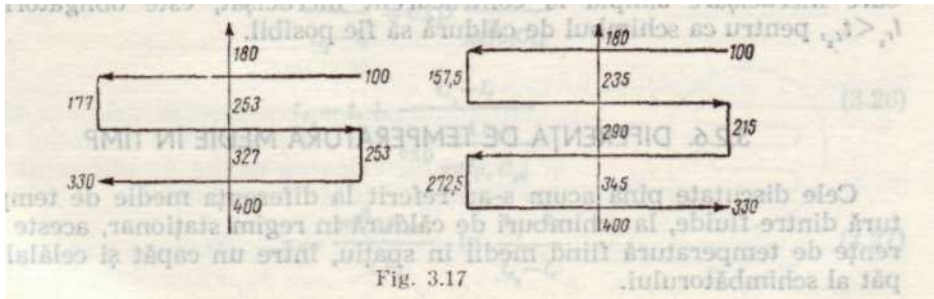


Fig. 3.17

în consecință, relația (3.20) nefiind satisfăcătoare, se recomandă pentru calcularea lui *At* următoarea relație, care ține seamă de aspectele discutate:

$$\Delta t = \frac{\pm \Delta t_{int}}{N \ln \frac{1}{1 + \frac{\Delta t_{int}}{\Delta t_{ext}} \ln \frac{\Delta t_{int} - \Delta t_{ext}}{\Delta t_{int} - \Delta t_{ext} (t_{cr}/\Delta t_{c_c})^{1/N}}}} \qquad (3.21)$$

în care: $At^{\wedge}$ reprezintă diferența de temperatură pentru fluidul din interiorul tuburilor; At_{ext} — diferența de temperatură pentru fluidul din exteriorul tuburilor; At_{CT} — diferența de temperatură la capătul rece al schimbătorului; At_{Cc} — diferența de temperatură la capătul cald al schimbătorului.

Semnul plus sau minus se ia astfel încît At să fie pozitiv.

Dacă în calcule apare logaritmul unui număr negativ, schimbul de căldură corespunzător nu este posibil.

Aplicîndu-se relația la exemplul anterior *(N=12),* rezultă;

$\Delta t_{int} = 330 - 100 = 230°C;$
$\Delta t_{ext} = 400 - 180 = 220°C;$
$\Delta t_{c_r} = 180 - 100 = 80°C;$
$\Delta t_{e_c} = 400 - 330 = 70°C;$
$\Delta t = 74{,}05°C < \Delta t_{contr} = 74{,}89°C;$
$F_N = \Delta t / \Delta t_{contr} = 0{,}989.$

Pentru încrucișare simplă *(t, <t_c)* poate fi utilizată și relația:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{int}}{\ln \frac{1}{1 + \frac{\Delta t_{int}}{\Delta t_{ext}} \ln \left(1 - \frac{\Delta t_{ext}}{t_{c_1} - t_{r_1}}\right)}} \qquad (3.22)$$

care dă rezultate apropiate de cele obținute prin intermediul diagramei lui *F,* pentru încrucișare simplă cu un fluid amestecat, existentă în literatură.

Concluzii generale referitoare la diferența medie de temperatură:

— pentru cele patru temperaturi caracteristice date, *At* mediu este maxim la contracurent, minim la echicurent și intermediar la curent mixt sau încrucișat;

— pentru echicurent, pentru curent mixt 1-2 (4) și local pentru fiecare încrucișare simplă la contracurent încrucișat, este obligatoriu ca $t_r < t_c$, pentru ca schimbul de căldură să fie posibil.

3.2.6. DIFERENȚA DE TEMPERATURA MEDIE ÎN TIMP

Cele discutate pînă acum s-au referit la diferența medie de temperatură dintre fluide, la schimburi de căldură în regim staționar, aceste diferențe de temperatură fiind medii în spațiu, între un capăt și celălalt capăt al schimbătorului.

In cazul schimbului de căldură în regim nestaționar, se întîlnesc, în cazuri practice, și diferențe de temperatură medii în timp, sau medii simultan atît în timp cît și în spațiu.

In cele ce urmează, se prezintă un caz concret de schimb de căldură în regim nestaționar, în care apare diferența de temperatură logaritmică medie în timp.

Dacă pe o conductă de transport de lichid cald (țiței, benzen, apă) se oprește accidental pomparea, lichidul respectiv se răcește în timp, existînd pericolul congelării sale în conductă, cu consecințe grave. Este interesant în acest caz să se calculeze, pentru diverse zone mai periclitate ale conductei, scăderea în timp a temperaturii lichidului, pentru a se cunoaște în cît timp trebuie reluată pomparea sau golită conducta.

Pentru un tronson de conductă cu diametrul interior d_i și lungimea L, răcirea lichidului cald făcîndu-se de la t_{c_1} pînă la t_{c_2}, în timpul x, fluxul termic mediu cedat are expresia:

$$Q = \frac{\pi d_i^2}{4} L \rho_c C_{pc} \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\tau} \tag{3.23}$$

Temperatura mediului rece (aer, sol) fiind constantă, diferența de temperatură medie (în timp) logaritmică se scrie astfel:

$$\Delta t = \frac{(t_{c_1} - t_r) - (t_{c_2} - t_r)}{\ln \frac{t_{c_1} - t_r}{t_{c_2} - t_r}} = \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\ln \frac{t_{c_1} - t_r}{t_{c_2} - t_r}} \tag{3.24}$$

Fluxul termic poate fi exprimat și prin legea lui Newton, utilizîndu-se coeficientul global pentru unitatea de lungime de conductă:

$$Q = k_L L \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\ln \frac{t_{c_1} - t_r}{t_{c_2} - t_r}} \tag{3.25}$$

Din egalarea expresiilor (3.23) și (3.25) rezultă:

$$\frac{\pi d_i^2}{4} \frac{\rho_c C_{pc}}{\tau} = \frac{k_L}{\ln \frac{t_{c_1} - t_r}{t_{c_2} - t_r}}$$

$$\frac{t_{c_1} - t_r}{t_{c_2} - t_r} = \exp \frac{4 k_L \cdot \tau}{\pi d_i^2 \rho_c C_{pc}}$$

$$t_{c_2} = t_r + \frac{t_{c_1} - t_r}{\exp \frac{4 k_L \tau}{\pi d_i^2 \rho_c C_{pc}}} \tag{3.26}$$

$$\tau = \frac{\pi d_i^2 \rho_c C_{pc}}{4 k_L} \cdot \ln \frac{t_{c_1} - t_r}{t_{c_2} - t_r} \tag{3.27}$$

Relația (3.26) redă variația exponențială a temperaturii lichidului în timp, iar relația (3.27) permite calcularea timpului în care lichidul se răcește pînă la o temperatură t_{C2} impusă (se constată că pentru $t_{ro}=t_r$ corespunde T=OO).

Relația (3.27) se aplică astfel: pentru diverse intervale mici At_c impuse succesiv, se calculează k_L și x, timpii obținuți însumîndu-se final. în felul acesta, transferul de căldură în regim nestaționar se tratează ca o succesiune de transferuri de căldură pseudostaționare. într-un mod mai puțin exact se poate lucra cu o singură valoare k_L, calculată ca medie în intervalul maxim At_c.

Relațiile stabilite, utile în practică, se bazează după cum s-a observat pe diferența logaritmică de temperatură medie în timp.

3.2.7. DIFERENȚA DE TEMPERATURA MEDIE ÎN TIMP ȘI SPAȚIU

Se analizează problema practică (fig. 3.18) a încălzirii în regim nestaționar a unei mase m'_T de păcură, dintr-un rezervor, de la temperatura inițială t_{ri} pînă la temperatura finală t_{rf}, în scopul utilizării ei drept combustibil (pompare și pulverizare mai ușoare). încălzirea se face prin circularea unui fluid cald, de exemplu apă caldă sub presiune (debit m_c=ct., temperatură de intrare t_{ci}=ct.), printr-o serpentină de arie A_e plasată la partea inferioară a rezervorului (pentru a se produce curenți de convecție liberă în masa păcurii). Sînt variabile în timp, atît temperatura păcurii t_r, cît și temperatura finală a fluidului de încălzire t_{C2}. Această ultimă temperatură crește în timp, pentru că, pe măsură ce diferența de temperatură dintre cele două fluide scade, fluxul termic schimbat se reduce.

în cele ce urmează se urmărește stabilirea diferenței de temperatură dintre fluide, medie în timp (pentru că ține seamă de variațiile în timp ale temperaturilor) și în spațiu (pentru că ține seamă de variația lui t_c în lungul serpentinei). Se admit pentru k_e și c_{pc} valori medii constante. Necunoscuta finală a problemei va fi timpul în care poate fi realizată încălzirea păcurii.

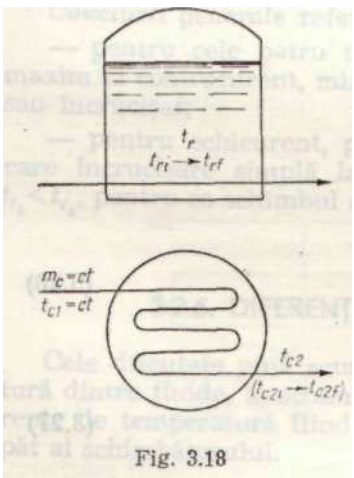


Fig. 3.18

Pentru un moment dat, fluxul termic schimbat poate fi exprimat astfel:

$$Q' = m_c C_{pc} \Delta t'_c = k_e A_e \Delta t'$$

Din această egalitate rezultă:

$$\frac{\Delta t'_c}{\Delta t'} = \frac{k_e A_e}{m_c C_{pc}} = x = \text{ct.} \qquad (3.28)$$

în continuare se va calcula valoarea medie At_c (scăderea de temperatură a fluidului cald) și va rezulta valoarea medie At (diferența medie de temperatură dintre fluide):

$$\Delta t = \frac{\Delta t_c}{x}$$

Deducerea valorii medii a lui At_c:

$$\frac{\Delta t'_e}{x} = \Delta t' = \frac{(t_{e_1}-t_r)-(t_{e_2}-t_r)}{\ln\frac{t_{e_1}-t_r}{t_{e_2}-t_r}} = \frac{t_{e_1}-t_{e_2}}{\ln\frac{t_{e_1}-t_r}{t_{e_2}-t_r}} = \frac{t_{e_2}-t_{e_1}}{\ln\frac{t_{e_2}-t_r}{t_{e_1}-t_r}} = \frac{t_{e_2}-t_{e_1}}{\ln\left(1-\frac{t_{e_1}-t_{e_2}}{t_{e_1}-t_r}\right)} =$$

$$= \frac{-\Delta t'_e}{\ln\left(1-\frac{\Delta t'_e}{t_{e_1}-t_r}\right)}$$

$$\ln\left(1-\frac{\Delta t'_e}{t_{e_1}-t_r}\right) = -x;\quad 1-\frac{\Delta t'_e}{t_{e_1}-t_r} = e^{-x} = \frac{1}{e^x}$$

$$\Delta t'_e = \left(1-\frac{1}{e^x}\right)(t_{e_1}-t_r)\ .$$

La începutul încălzirii va corespunde:

$$\Delta t_{e_i} = \left(1-\frac{1}{e^x}\right)(t_{e_1}-t_{r_i}) \tag{3.29}$$

iar la sfîrşitul încălzirii:

$$\Delta t_{e_f} = \left(1-\frac{1}{e^x}\right)(t_{e1}-t_{rf}) \tag{3.30}$$

Valoarea medie At_c se consideră media logaritmică a valorilor extreme:

$$\Delta t_e = \frac{\Delta t_{ei}-\Delta t_{ef}}{\ln\frac{\Delta t_{ei}}{\Delta t_{ef}}} = \frac{[(t_{e1}-t_{ri})-(t_{e1}-t_{rf})]\frac{e^x-1}{e^x}}{\ln\frac{t_{e1}-t_{ri}}{t_{e1}-t_{rf}}}$$

Rezultă valoaera At medie:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_e}{x} = \frac{t_{rf}-t_{r_i}}{\ln\frac{t_{e_1}-t_{r_i}}{t_{e_1}-t_{r_f}}} \cdot \frac{e^x-1}{x\,e^x} \tag{3.31}$$

Relaţiile (3.29) şi (3.30) permit calcularea valorilor: t_{C2i} şi $t_{Cz/}$

Valoarea medie a fluxului termic schimbat este:

$$Q = k_e A_e \Delta t.$$

Timpul necesar încălzirii rezultă din raportul dintre căldura necesară încălzirii păcurii şi fluxul termic mediu schimbat:

$$\tau = \frac{m'_r C_{pr}(t_{r_f}-t_{r_i})}{k_e A_e \Delta t} \tag{3.32}$$

Problema încălzirii unui lichid dintr-un rezervor, în regim nestaţionar, se rezolvă astfel: se dau m_r, $t_{r.}$, t_{ff}, m_c, t_{Cl} şi A_e; se presupune k_e

și se calculează în ordine *x*, t_{c2l} Și t_{C2f} (necesare pentru stabilirea lui t_c mediu la care se iau proprietățile fizice ale fluidului cald), *At* și T; în final se calculează a. (convecție forțată) și tx_e (convecție liberă) și se verifică k_e presupus; dacă x și t_c nu sînt satisfăcătoare practic se pot schimba m_c și A_e. Este bine să se țină seamă și de pierderile de căldură exterioare ale rezervorului.

In cadrul acestui paragraf, s-a stabilit, pentru un caz practic, diferența de temperatură medie în timp și spațiu dintre fluide, necesară la dimensionarea serpentinelor de încălzire din rezervoare.

In anexa 2 se discută noțiunile de eficiență a schimbului de căldură și număr de unități de transfer, prin intermediul cărora se poate evita utilizarea diferenței medii de temperatură.

3.3. TEMPERATURI CALORICE ȘI REZISTENTELE TERMICE ALE DEPUNERILOR

3.3.1. COEFICIENȚII GLOBALI DE TRANSFER DE CĂLDURA PRACTICI

La schimbătoarele de căldură aflate în exploatare, coeficienții globali de transfer de căldură, cu care lucrează practic schimbătoarele, pot fi stabiliți cu ajutorul legii lui Newton:

$$k_{ed} = \frac{Q}{A_e \Delta t}$$

Valorile k_{ed} practice sînt mai mici decît valorile stabilite cu relația dedusă în capitolul Procese de transfer de căldură (coeficientul global de transfer de căldură între două fluide separate de un perete cilindric, exprimat pe unitatea de arie exterioară):

$$k_e = \frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i} + \frac{d_e}{2\lambda} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

în care: a; este coeficientul parțial de transfer de căldură pentru fluidul din interiorul tuburilor, $a._e$ pentru fluidul din exteriorul tuburilor (din manta), iar \ conductivitatea termică a peretelui tubului. \

Faptul că valorile k_{ed} practice sînt mai mici este cauzat de prezența în exploatare a unor rezistențe termice suplimentare. Aceste rezistențe termice sînt datorate straturilor de depuneri formate pe cele două fețe ale tuburilor (la interior și exterior).

Ținîndu-se seamă de aceste depuneri, coeficientul global de transfer de căldură se exprimă prin următoarea relație:

$$k_{ed} = \frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i} + R_{di} \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2\lambda} \ln \frac{d_e}{d_i} + R_{de} + \frac{1}{\alpha_e}} \qquad (3.33)$$

în care R_d sînt rezistențele termice specifice ale depunerilor, în m^2 °C/W (în cap. 2 au fost definite rezistența termică și rezistența termică specifică).

TABELUL 3.12

Valori orientative ale coeficienților globali de transfer de căldură practici

Procesul de transfer de căldură	k_{ed}, [W/m² °C]
Răcire benzină cu apă	350—450
Răcire fracțiune petrolieră medie cu apă	250—350
Răcire ulei sau reziduu cu apă	150—250
Schimb căldură fracțiune petrolieră medie cu țiței	200—300
Schimb căldură ulei sau reziduu cu țiței	100—200
Condensare benzină cu apă	350—500
Condensare fracțiune petrolieră medie cu apă	250—400
Condensare fracțiune petrolieră medie cu țiței	200—350
Încălzire țiței cu abur	200—300
Vaporizare benzină cu abur	400—600
Vaporizare benzină cu fracțiune petrolieră medie	250—400

Pentru că este greu să se aprecieze grosimile și conductivitățile termice ale straturilor de depuneri, valorile R_d nu se calculează. în dimensionarea schimbătoarelor de căldură, pentru *Rd* se utilizează valori stabilite experimental.

In tabelul 3.12 sînt redate valori orientative pentru coeficienții globali de transfer de căldură practici, în cazul cîtorva procese de transfer de căldură întîlnite frecvent. Astfel de valori orientative sînt necesare în proiectare, pentru alegerea inițială a geometriei schimbătorului și se referă la schimbătoarele cu fascicul tubular în manta.

3.3.2. TEMPERATURILE CALORICE ALE FLUIDELOR

Cele ce urmează se referă numai la schimbătoarele de căldură fără transformare de fază a fluidelor.

în lungul unui schimbător de căldură, valoarea coeficientului global de transfer este variabilă, pentru că variază temperaturile fluidelor, proprietățile fizice ale fluidelor și deci valorile coeficienților parțiali de transfer de căldură.

Variația coeficientului global de transfer în lungul schimbătorului poate fi stabilită numai la schimbătoarele de căldură tub în tub, în contracurent sau echicurent, dar ea nu prezintă interes practic.

La schimbătoarele de căldură cu fascicul tubular în manta, care lucrează obișnuit cu mai multe păsuri în tuburi și cu șicane transversale în manta, nu poate fi stabilită variația lui k_{ed} în lungul aparatului. Pentru un schimbător cu 4 păsuri în tuburi și cu șicane transversale în manta, de exemplu, la un capăt al schimbătorului există trei temperaturi caracteristice pentru fluidul din tuburi și o variație a temperaturii fluidului din manta, din cauza curgerii transversale pe tuburi.

La dimensionarea schimbătoarelor de căldură este necesară o valoare medie, unică, a coeficientului global de transfer. Studiile experimentale au arătat că valorile k_{ed}, calculate cu proprietățile fizice ale fluidelor luate la temperaturile medii aritmetice corespunzătoare, sînt mai mari decît valorile reale.

Temperaturile calorice ale fluidelor care schimbă căldură într-un schimbător sînt acele temperaturi caracteristice la care trebuiesc luate proprietăţile fizice ale fluidelor, astfel încît valoarea medie obţinută pentru k_{ed} să corespundă realităţii.

Temperaturile calorice ale fluidelor sînt mai mici decît temperaturile medii aritmetice corespunzătoare şi se stabilesc cu următoarele relaţii:

$$t_c = t_{c_2} + F_c(t_{c_1} - t_{c_2}) \tag{3.34}$$

$$t_r = t_{r_1} + F_c(t_{r_2} - t_{r_1}) \tag{3.35}$$

în care: indicele c se referă la fluidul calci, iar *r* la fluidul rece; indicele 1 pentru intrare, iar 2 pentru ieşirea din schimbător.

F_c se numeşte *factor caloric* şi are obişnuit valori cuprinse între 0,3 şi 0,5. El se calculează cu următoarea relaţie empirică generală:

$$F_c = \frac{\Delta t_{ml} - \Delta t_{c_r}}{\Delta t_{c_c} - \Delta t_{c_r}} = \frac{1}{\ln \dfrac{\Delta t_{c_c}}{\Delta t_{c_r}} \cdot \dfrac{1}{\dfrac{\Delta t_{c_c}}{\Delta t_{c_r}} - 1}} \tag{3.36}$$

Indiferent de tipul schimbului de căldură, deci şi la schimbul de căldură în curent mixt, se admite un schimb de căldură în contracurent şi se stabilesc valorile necesare pentru calcularea lui F_c: diferenţa medie logaritmică de temperatură $\&t_m i$, diferenţa dintre temperaturile fluidelor la capătul cald al schimbătorului At_{Cc} şi diferenţa de temperatură la capătul rece At_{Cr}.

Temperaturile calorice se utilizează în special la schimbul de căldura lichid-lichid în curent mixt sau contracurent, dar ele pot fi folosite şi pentru contracurent încrucişat sau la schimbul de căldură lichid—gaz.

în cazul particular al fracţiunilor petroliere lichide, care schimbă căldură (se răcesc) în contracurent, circulînd prin spaţiul intertubular, iar variaţia lui k_{ed} se admite liniară, există nomograme care permit stabilirea lui F_c, bazate pe variaţiile caracteristice ale viscozităţii şi densităţii fracţiunilor petroliere cu temperatura şi densitatea relativă (K=11.8). Valorile F_c stabilite cu aceste nomograme sînt foarte apropiate de cele obţinute cu relaţia generală anterioară, care este de preferat, pentru simplitatea ei şi pentru faptul că poate servi la realizarea unui eventual program de calcul.

3.3.3. REZISTENŢELE TERMICE SPECIFICE x ALE DEPUNERILOR 1

Straturile de depuneri, care se formează pe suprafeţele tuburilor din schimbătoarele de căldură, produc următoarele *efecte* nedorite:

— scade coeficientul global de transfer de căldură, depunerile avînd în general conductivităţi termice mici, deci scade fluxul termic schimbat;

— se modifică rugozitatea la suprafaţa tuburilor, în majoritatea cazurilor crescînd şi deci majorîndu-se coeficientul de frecare (căderea de presiune);

— creşte viteza fluidului, din cauza reducerii secţiunii, şi deci creşte căderea de presiune.

Depunerile de pe tuburile schimbătoarelor sînt datorate următoarelor *cauze:*

— existența în fluide a unor suspensii de particule solide (praf de catalizator, produse de coroziune, particule de cocs, mîl sau nisip în apă sau țițeiului insuficient decantate);

— existența in fluide a unor substanțe dizolvate care, la creșterea temperaturii, la scăderea temperaturii sau la vaporizare, duc la depuneri (trecerea bicarbonaților de Ca și Mg din apă în săruri insolubile, la creșterea temperaturii; precipitarea unor săruri, la scăderea temperaturii sau la vaporizare; depunerea de parafină prin răcire; cocsarea pe suprafețele foarte calde);

— existența în fluide a unor substanțe care polimerizează, ca de exemplu, în cazul produselor de cracare;

— corodarea tuburilor de către unele fluide, cu apariția unor straturi complexe cu rezistență termică mare;

— dezvoltarea în schimbătoare a unor straturi biologice, formate de microorganisme.

Factorii care influențează formarea depunerilor și deci rezistența termică a acestora sînt:

— natura fluidului și compoziția depunerii formate;

— temperatura fluidului și temperatura peretelui tubului (la încălzirea apei sau țițeiului, depunerile cresc cu creșterea temperaturii);

— materialul din care sînt confecționate tuburile și rugozitatea suprafeței acestora (depunerile se formează mai ușor pe suprafețele rugoasej;

— viteza de circulație a fluidului (la viteze mici depunerile sînt mai mari);

— durata de funcționare a schimbătorului de la ultima sa curățare (mecanică sau chimică).

Evitarea sau reducerea depunerilor de pe suprafața tuburilor pot fi realizate prin următoarele:

— îndepărtarea anterioară din fluide a suspensiilor de particule solide (decantare, coagulare și filtrare);

— prevenirea polimerizării prin adăugare de compuși de stabilizare;

— separarea anterioară a substanțelor dizolvate care pot forma depuneri (de exemplu, dedurizarea sau demineralizarea apei);

•— utilizarea unor inhibitori care reduc efectele corozive;

— utilizarea unor tuburi fără asperități, atunci cînd există condiții de formare a straturilor de depuneri;

— răzuirea continuă a suprafeței tubului, ca de exemplu răzuirea suprafeței interioare a tubului în cazul cristalizatoarelor;

— adăugarea în fluid a unor bile de elastomer, care curăță suprafața tubului;

— utilizarea unor tuburi din materiale speciale, ca de exemplu, teflon (politetrafluoretilenă) sau grafit, avantajoase în unele condiții de lucru caracteristice;

— adăugarea în fluid a unor substanțe germicide, care distrug microorganismele.

Prezența depunerilor de pe suprafețele tuburilor trebuie corelată cu unele *aspecte economice,* ca de exemplu:

— admițîndu-se în proiectare rezistențe termice specifice mari pentru depuneri, crește suprafața de transfer necesară, deci crește costul schimbătorului;

— la o durată mare de funcționare a schimbătorului* între două curățări succesive, crește costul specific al energiei consumate pentru pomparea fluidelor;

— la o durată mică de funcționare a schimbătorului, există pierderi de producție cauzate de oprirea instalației și cheltuieli mai mari cu operațiile de curățare a tuburilor;

— operațiile utilizate pentru evitarea sau reducerea depunerilor necesită cheltuieli importante.

în timp, stratul de depunere poate crește continuu (caz mai rar întîlnit) sau poate tinde asimptotic către o grosime limită, cînd depunerea este egală cu erodarea stratului.

Studiindu-se experimental variația rezistenței termice specifice a depunerilor în timp, s-au propus diverse relații caracteristice, ca de exemplu:

$$RdS=Rd,max\{l-\sim\} \qquad (3\text{-}37)$$

In această relație, care se referă la straturi cu grosime limită, T este timpul, iar *„a"* o constantă specifică fluidului și condițiilor de lucru (pentru T==0 corespunde *Ra—O;* cu creșterea lui T crește *Rd,* tinzînd către valoarea maximă *Rd, mm)-*

în tabelul 3.13 sînt prezentate valori orientative ale rezistențelor termice specifice, pentru depunerile datorate diverselor fluide, necesare la dimensionarea schimbătoarelor de căldură.

TABELUL 3.13

Valori orientative ale rezistențelor termice specifice, pentru depunerile datorate diverselor fluide

Fluidul	R_d, [m² °C/W]
Țiței nedesalinat	0,00035—0,00123
Țiței desalinat	0,00035—0,00088
Vapori vîrf coloană *DA*	0,00018
Vapori vîrf coloană *DV, CC,* cocsare	0,00035
Benzină, petrol	0,00018
Motorină ușoară *DA*	0,00035
Motorină grea *DA*	0,00053
Motorină ușoară cocsare	0,00053
Motorină grea cocsare	0,00070
Combustibil lichid greu	0,00088
Reziduuri	0,00088—0,00176
Materie primă *RC*	0,00035
Produse *RC*	0,00018
Gaze recirculare *RC*	0,00018
Uleiuri materie primă	0,00035
Extract (fără depunere parafină)	0,00053
Rafinat (ulei)	0,00018
Gaze lichefiate	0,00018
Etilenglicoli, etanolamine	0,00035
Agent termic organic	0,00018
Săruri topite (agent termic)	0,00009
Agent frigorific lichid	0,00018
Agent frigorific vapori (fără ulei antrenat)	0,00035
Aer comprimat	0,00035
Apă de puț	0,00018—0,00035
Apă de recirculare netratată	0,00053—0,00088
Apă de recirculare tratată	0,00018—0,00035
Apă tratată de alimentare cazan	0,00009—0,00018
Abur (fără ulei antrenat)	0,00009—0,00018

3.4. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURA FARA TRANSFORMARE DE FAZA

în cele ce urmează se tratează dimensionarea tehnologică, compusă :":ntr-un calcul termic şi un calcul fluidodinamic, a schimbătoarelor de căldură fără transformare de fază a fluidelor, schimbătoare cu fascicul tubular la manta. Aspectele constructive ale acestor schimbătoare au fost tratate anterior.

i

3.4.1. PRINCIPIILE CALCULULUI TERMIC

Principalele date iniţiale necesare pentru dimensionarea tehnologică a unui schimbător de căldură, sînt următoarele: debitul masic al unui fluid şi temperaturile acestuia la intrarea şi ieşirea din aparat, iar pentru al doilea fluid temperatura de intrare şi, fie temperatura de evacuare, fie debitul masic. Aceste date sînt necesare pentru stabilirea sarcinii termice a schimbătorului (fluxul termic schimbat) şi a mărimii necunoscute pentru al doilea fluid. Dacă se dă debitul celui de al doilea fluid (de exemplu, debitul de ţiţei la un schimbător de căldură petrol-ţiţei dintr-o instalaţie *DA),* trebuie să se calculeze temperatura de evacuare. Dacă se fixează temperatura finală (de exemplu, temperatura de evacuare a apei dintr-un răcitor de produs petrolier cu apă) trebuie să se calculeze debitul celui de al doilea fluid.

Corelarea mărimilor amintite se face prin relaţia de bilanţ termic cunoscută, neglijîndu-se obişnuit pierderile de căldură către mediul ambiant (schimbătoarele de căldură se izolează termic) şi utilizîndu-se, fie căldurile specifice medii, fie entalpiile specifice ale fluidelor:

$$Q=m_c C_{pc}(t_{c1}-i_{c2})=m_c(i_{c1}-i_{c2})=m_r C_{pr}(t_{r2}-t_{r1})=m_r(i_{r2}-i_{r1}) \qquad (3.38)$$

Pentru că în calcule sînt necesare diverse proprietăţi fizice ale fluidelor utilizate (c, p, *X,* u sau v), la cîteva temperaturi, aceste proprietăţi trebuiesc cunoscute direct sau indirect. Pentru fluide pure proprietăţile fizice se găsesc în literatură; pentru amestecuri simple de mai mulţi componenţi, cu compoziţie cunoscută, se pot calcula cu relaţiile cunoscute proprietăţile fizice medii, iar pentru fracţiunile petroliere, dîndu-se cel puţin densitatea relativă şi factorul de caracterizare, proprietăţile fizice se stabilesc prin metodele empirice existente. La lichide se neglijează obişnuit variaţia proprietăţilor fizice cu presiunea. La gaze trebuie să se ţină seama de influenţă presiunii, la presiuni mici în special asupra lui p şi v, iar la presiuni relativ mari asupra tuturor proprietăţilor fizice.

Se stabilesc temperaturile calorice ale celor două fluide, prin metodele prezentate anterior, şi se iau proprietăţile fizice la aceste temperaturi. In relaţia de bilanţ termic este mai bine să se lucreze cu călduri specifice la temperatura medie aritmetică, între intrare şi ieşire, avîndu-se în vedere că, de cele mai multe ori, pe intervale relativ mici de temperatură, variaţia căldurii specifice cu temperatura este practic liniară.

Se fixează care dintre fluide circulă prin tuburi şi care prin manta şi se presupune, pe baza recomandărilor practice, coeficientul global de transfer de căldură cu depuneri, corespunzător ariei exterioare a tuburilor k_{ei}.

Admiţîndu-se obişnuit că schimbătorul de căldură are un pas în manta şi două sau mai multe păsuri în tuburi (foarte rar este posibil să se realizeze contracurent) se calculează diferenţa medie de temperatură dintre fluide, în funcţie de: diferenţa de temperatură cu care se răceşte fluidul cald, diferenţa de temperatură cu care se încălzeşte fluidul rece, diferenţa maximă şi diferenţa minimă de temperatură dintre fluide, corespunzătoare contracurentului:

$$\Delta t = \frac{\sqrt{\Delta t_c^2 + \Delta t_r^2}}{\ln \dfrac{\Delta t_M + \Delta t_m + \sqrt{\Delta t_c^2 + \Delta t_r^2}}{\Delta t_M + \Delta t_m - \sqrt{\Delta t_c^2 + \Delta t_r^2}}} \qquad (3.39)$$

Rezultă în continuare aria de transfer de căldură necesară:

$$A_e = \frac{Q}{k_{ed}\Delta t} \qquad (3.40)$$

Se aleg dimensiunile tuburilor *(d_e,* d; şi L) şi modul de aşezare a tuburilor în fascicul (aşezarea în triunghi echilateral sau în pătrat şi pasul tuburilor).

Se calculează numărul total de tuburi necesare:

$$n_t = \frac{A_e}{\pi d_e L} \qquad (3.41)$$

(pentru simpli care, lungimea efectivă a tubului poate fi luată egală cu lungimea totală, avîndu-se în vedere faptul că tuburile primesc căldură şi prin contactul cu plăcile tubulare).

Din tabelele de tipizare a fasciculelor tubulare, se citesc: numărul de tuburi cel mai apropiat într-un fascicul tipizat şi diametrul interior al mantalei corespunzătoare *(Di).*

Cu noua valoare a lui n_t, se recalculează A_e şi $k_e d$- Dacă aria de transfer de căldură necesară este foarte mare, se propun două sau mai multe aparate în paralel sau eventual o construcţie specială, cu L şi D_i mai mari decît în cazurile obişnuite. Invers, dacă aria de transfer este foarte mică se propune un schimbător tub în tub, care să lucreze în contracurent, format din unul sau mai multe tronsoane.

Se admit în manta obişnuit şicane transversale segment de cerc şi, pe baza recomandărilor practice, se fixează înălţimea relativă a şicanei şi distanţa dintre şicane (numărul şicanelor).

Se calculează viteza fluidului în tuburi, cu ajutorul relaţiei:

$$w = \frac{m_1 N_p}{\rho \pi d_i^2 n_t} \qquad (3.42)$$

Densitatea fluidului se ia la temperatura medie aritmetică, între intrare şi ieşire, sau chiar la temperatura calorică, dacă între aceste temperaturi diferenţa este mică.

Numărul de păsuri în tuburi N_p (2; 4 etc.) se alege astfel încît viteza rezultată să fie de ordinul 1 m/s pentru lichide) şi 10—20 m/s pentru gaze.

La schimbătoarele tub în tub, admiţîndu-se vitezele fluidelor, se stabilesc diametrele celor două tuburi (se iau valori standardizate) şi pentru A_e necesar se calculează L.

Prin cele anterioare, s-a fixat geometria schimbătorului de căldură şi, în continuare, urmează să se verifice coeficientul global de transfer de căldură presupus. V

Coeficientul global de transfer de căldură are expresia cunoscută:

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}\cdot\frac{d_e}{d_i}+R_{d_i}\frac{d_e}{d_i}+\frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+R_{d_e}+\frac{1}{\alpha_e}} \quad (3.43)$$

Rezistenţele termice specifice, ale depunerilor de pe suprafeţele interioară şi exterioară ale tuburilor, se iau după recomandările practice prezentate anterior.

Pentru fluidul care circulă prin tuburi se calculează valoarea criteriului *Re:*

$$Re=\frac{d_i w\rho}{\mu}=\frac{d_i w}{\upsilon} \quad (3.44)$$

şi în funcţie de aceasta se alege relaţia pentru calculul coeficientului de convecţie interior (relaţiile corespunzătoare au fost prezentate în capito Iul Procese de transfer de căldură).

Pentru fluidele care circulă prin mantaua schimbătoarelor de căldură prevăzute cu şicane transversale, coeficientul de convecţie α_e se calculează cu relaţii specifice, care vor fi prezentate în paragrafele următoare.

în majoritatea cazurilor, relaţiile pentru calcularea lui a; şi a_e conţin factorul de corecţie care ţine seamă de valoarea viscozităţii fluidului la temperatura peretelui tubului. Pentru aflarea coeficienţilor «i şi a_e, ar trebui să se presupună temperatura peretelui la interior şi exterior, iar la finele calculului termic să se verifice aceste temperaturi, pe baza principiului că în regim staţionar fluxul termic este constant.

Pentru a se evita aceste presupuneri şi verificări se calculează din relaţii valorile:

$$\alpha_i\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14} \text{ şi } \alpha_e\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14}$$

Dacă se neglijează căderea de temperatură în peretele tubului $(t_{pi}-t_{pe}-t_p)$ şi corecţiile cu raportul viscozităţilor (u,j/u=l), coeficientul global de transfer de căldură pentru schimbătorul curat (fără depuneri) are expresia:

$$k_e=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}\frac{d_e}{d_i}+\frac{1}{\alpha_e}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}} \quad (3.45)$$

Exprimîndu-se fluxul termic în două moduri (schimbat între fluide şi schimbat între peretele tubului şi fluidul din manta), rezultă temperatura peretelui:

$$k_e(t_c-t_r)=\alpha_e\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14}\Delta t_e$$

$$\Delta t_e=\frac{k_e(t_c-t_r)}{\alpha_e\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14}} \quad (3.46)$$

$t_p=t_c-At_e$ dacă fluidul cald este în manta;

$t_p=t_r-\backslash- At_e$ dacă fluidul rece este în manta.

Temperaturile fluidelor t_c și t_r pot fi temperaturile calorice sau tem peraturile medii aritmetice.

Erorile posibile introduse sînt mici și nu este necesar să se verific* valoarea lui t_p. Mai corect, ar trebui ca valorile t_{pi} și t_{pe} să se calculez* pe suprafețele straturilor de depuneri, în contact cu fluidele corespunzătoare, dar și în acest caz sînt necesare ipoteze simplificatoare *(k_{ed}* corespunde lui Afc, iar $At=£t_c—t_r$ etc).

La temperatura t_p stabilită se iau valorilor u_p ale celor două fluide se calculează qgj și <x, se citește valoarea lui \ pentru materialul din cart sînt confecționate tuburile și cu relația (3.43) se calculează k_{ed}. AcesU trebuie să fie egal sau mai mare cu cel mult 10%, față de valoarea presupusă (mai exact, recalculată după fixarea lui *n,)*. în caz contrar se presupune din nou $k_e a$ și se repetă calculul.

Cu valoarea k_{ed} calculată se stabilește A_e necesar și se exprimă procentual supradimensionarea aparatului, prin relația:

$$\text{Supradimensionarea}=\frac{A_{e\ admis}-A_{e\ necesar}}{A_{e\ necesar}}\cdot 100\ [\%] \qquad (3.47)$$

3.4.2. RELAJII SIMPLE PENTRU CALCULAREA COEFICIENTULUI DE CONVECȚIE EXTERIOR

Dacă în mantaua schimbătorului nu există șicane transversale, curgerea fluidului se face longitudinal, secțiunea de curgere este constantă, iar coeficientul de convecție se calculează cu relațiile clasice pentru secțiune constantă, utilizîndu-se diametrul echivalent al secțiunii respective. La fel se procedează și la schimbătoarele tub în tub, pentru fluidul care circulă prin spațiul intertubular.

Dacă în mantaua schimbătorului există șicane transversale (cazul frecvent întîlnit), curgerea fluidului se face în special transversal pe fasciculul tubular, apar turbulențe suplimentare, iar secțiunea de curgere este variabilă. Variația secțiunii de curgere este cauzată, pe de o parte de forma cilindrică a mantalei (la marginea ferestrei secțiunea de curgere este mai mică decît cea de pe diametrul mantalei schimbătorului) iar pe de altă parte de prezența tuburilor (secțiunea de curgere este mai mare între șirurile de tuburi și mai mică în dreptul axelor tuburilor). Prin plasarea mai apropiată a șicanelor, viteza medie și turbulența fluidului cresc și deci coeficientul de convecție crește.

Pentru acest caz, al fluidelor care circulă prin mantaua schimbătoarelor de căldură prevăzute cu șicane transversale, existînd secțiune de curgere variabilă și turbulență accentuată, s-au stabilit relații specifice pentru calcularea coeficientului de convecție.

în cele ce urmează se prezintă trei relații pentru calcularea coeficientului de convecție, relații simple, ușor de aplicat numeric și care duc la rezultate satisfăcătoare și suficient de apropiate între ele.

$$\text{a)}\ Nu=CRe^{n}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \qquad (3.48)$$

Relația se aplică pentru șicane segment de cerc cu înălțimea relativă obișnuită 0,70—0,80 din diametrul mantaleh,

Proprietățile .fizice ale fluidului se iau la temperatura acestuia, calorică sau medie, cu excepția lui u_p care se ia la temperatura medie a peretelui.

Valorile constantei C și exponentului *n* se iau în funcție de valoarea criteriului *Re* (tab. 3.14).

TABELUL 3.14

Valorile constantei și exponentului din relația (3.48)

Re	*C*	*n*
<200	0,641	0,46
200···5 000	0,491	0,51
>5 000	0,351	0,55

Viteza de curgere a fluidului, necesară în *Re,* se calculează pentru secțiunea:

$$S = x(s - d_e)\frac{D_i}{s} \qquad (3.49)$$

în care: *x* este distanța dintre șicane; s — pasul tuburilor pe șirurile transversale pe direcția curgerii; D_i — diametrul interior al mantalei; aceste mărimi sînt redate în figura 3.19.

în majoritatea cazurilor, x este de ordinul 0,15 ... 1 m sau (0,2 .. . l)Dj.

Această secțiune este secțiunea liberă dintre două șicane, în dreptul axelor unui șir de tuburi, în planul central al schimbătorului sau în imediata apropiere a acestuia (dacă există două sau mai multe păsuri în tuburi, din cauza șicanei de sub capac, nu se pot plasa tuburi în planul axial).

La stabilirea distanței dintre șicane, se poate ține seama eventual și de grosimea șicanei. Raportul *Djs* reprezintă cu aproximație numărul de tuburi din planul axial (dacă acest număr de tuburi se cunoaște exact, 5 se calculează corespunzător).

Densitatea fluidului, necesară stabilirii debitului volumic, se ia la temperatura medie aritmetică sau eventual la temperatura calorică.

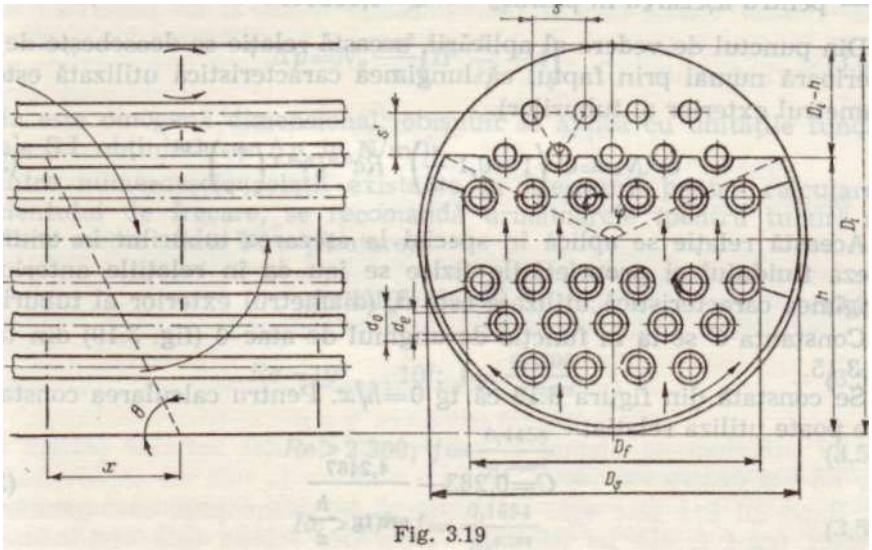


Fig. 3.19

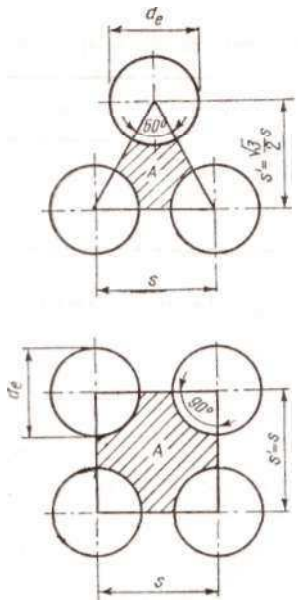


Fig. 3.20

In criteriile *Re* şi *Nu* se utilizează ca lungime caracteristică diametrul echivalent, definit prin relaţiile (fig. 3.20):

— Pentru aşezarea tuburilor în triunghi echilateral

$$d_{echiv}=4\frac{A}{P}=4\frac{s\frac{\sqrt{3}}{2}s-\frac{\pi d_e^2}{4}\cdot\frac{1}{2}}{\frac{\pi d_e}{2}}$$

$$d_{echiv}=1{,}1027\frac{s^2}{d_e}-d_e \qquad (3.50)$$

— Pentru aşezarea tuburilor în pătrat

$$d_{echiv}=4\frac{A}{P}=4\frac{s^2-\frac{\pi d_e^2}{4}}{\pi d_e}$$

$$d_{echiv}=1{,}2732\frac{s^2}{d_e}-d_e \qquad (3.51)$$

După deducerea lor, aceste diametre ar fi diametrele echivalente corespunzătoare curgerii longitudinale, pentru un fascicul cu un număr foarte mare de tuburi.

$$\text{b)}\quad Nu=CRe^{0,6}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \qquad (3.52)$$

Constanta C are următoarele valori:

— pentru aşezarea în triunghi C=0,20625;

— pentru aşezarea în pătrat C=0,16250.

Din punctul de vedere al aplicării, această relaţie se deosebeşte de cea anterioară numai prin faptul că lungimea caracteristică utilizată este d_e (diametrul exterior al tuburilor).

$$\text{c)}\quad Nu=C\left(1+0{,}1\frac{s}{d_e}\right)\ Re^{0,6}Pr^{0,4}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \qquad (3.53)$$

Această relaţie se aplică în special la aşezarea tuburilor în triunghi. Viteza fluidului şi proprietăţile fizice se iau ca în relaţiile anterioare. Lungimea caracteristică utilizată este d_e (diametrul exterior al tuburilor).

Constanta C se ia în funcţie de unghiul de atac 0 (fig. 3.19) din tabelul 3.15.

Se constată din figura 3.19 că tg $Q=h/x$. Pentru calcularea constantei C se poate utiliza relaţia:

$$C=0{,}283-\frac{4{,}2467}{\text{arc tg}\ \frac{h}{x}} \qquad (3.54)$$

TABELUL 3.15

Valorile constantei din relaţia (3.53)

θ°	80	70	60	50	40
tgθ	5,671	2,747	1,732	1,192	0,839
C	0,2275	0,2230	0,2139	0,2002	0,1775

Relaţia (3.53) poate fi uşor adaptată şi pentru calculul lui α_c, în cazul în care se utilizează alte tipuri de şicane transversale, diferite de cele segment de cerc.

3.4.3. CALCULUL FLUIDODINAMIC

In acest paragraf se prezintă metodele de calculare a căderii de presiune, la curgerea prin schimbătorul de căldură, pentru fluidul care circulă prin tuburi şi pentru fluidul care circulă prin manta, aceasta fiind prevăzută cu şicane transversale (pentru fluidul din manta se prezintă numai relaţiile simple). Toate acestea se referă la cazul în care fluidele nu îşi schimbă stările de agregare.

Pentru fluidul din tuburi, a) Există o cădere de presiune la curgerea prin tuburi (Apj) şi o sumă de căderi de presiune locale (Ap_2), cauzate de schimbările de direcţie şi schimbările de secţiune de curgere din circuitul fluidului (intrarea din ştuţ sub capac, intrarea de sub capac în tuburi, trecerea de la un pas la altul etc). Pentru curgerea prin tuburi se utilizează relaţia clasică, corectată corespunzător curgerii neizotermice (neadiabatice).

$$\Delta p=\Delta p_1+\Delta p_2=f\frac{\rho w^2}{2}N_p\frac{L}{d_i}F+4N_p\frac{\rho w^2}{2}$$

$$\Delta p=N_p\frac{\rho w^2}{2}\left(fF\frac{L}{d_i}+4\right) \qquad (3.55)$$

(relaţia este omogenă dimensional; obişnuit se aplică cu unităţile fundamentale S.I. obţinîndu-se Ap, în N/m^2).

Dintre numeroasele relaţii existente în literatură pentru calcularea coeficientului de frecare, se recomandă următoarele (pentru tuburi cu rugozitate medie aflate în exploatare):

$$Re<10^3;\ f=\frac{64}{Re} \qquad (3.56)$$

$$Re=10^3\ldots10^5;\ f=\frac{0{,}4205}{Re^{0{,}243}} \qquad (3.57)$$

$$Re>2\,300;\ f=\frac{0{,}4458}{Re^{0{,}261}} \qquad (3.58)$$

$$Re>10^5;\ f=\frac{0{,}1694}{Re^{0{,}164}} \qquad (3.59)$$

TABELUL 3.16

Valorile lui /* calculate cu diverse relații

Relația	3.56	3,57	3,58	3.59
i?e=10³	0,0640	0,0785		
Re=2 300		0,0641	0,0591	
i?e=10⁶		0,0256	0,0221	0,0256

Cîteva valori ale lui *f* calculate cu aceste relații sînt redate în tab. 3.16.

In aceste relații *Re—dtw* p/fi. In *Re* și Ap se utilizează p și w pentru temperatura medie aritmetică a fluidului sau eventual pentru temperatura calorică.

Factorul de corecție *F* se poate calcula cu următoarele relații:

$$Re<2\ 300;\quad F=l\text{^-}T^{25} \tag{3.60}$$

$$i?e>2\ 300;\quad F=/\text{-}^{\wedge})^{\circ\prime 14} \tag{3,61}$$

în aceste relații, u_p este viscozitatea dinamică a fluidului luată la temperatura peretelui.

Pentru *F* există și relații mai complexe, în care apare criteriul *Pr* la cele două temperaturi, iar în regim laminar chiar și criteriul *Gr*.

Căderea de presiune este mai mare decît în cazul curgerii izotermice, atunci cînd viscozitatea fluidului la peretele tubului este mai mare, deci la răcirea lichidelor și respectiv încălzirea gazelor.

In majoritatea cazurilor practice, Ap este de ordinul (0,1 ... ... 0,3) IO^5 N/m^2. Prin creșterea vitezei fluidului, crește coeficientul de convecție, dar crește și căderea de presiune, care duce la un consum mai mare de energie pentru pomparea fluidului. Pentru a se reduce Ap, trebuie redusă viteza, deci trebuie micșorat numărul de păsuri în tuburi.

b) Pentru regim turbulent de curgere, căderea de presiune a fluidului din tuburi se poate calcula și cu relația:

$$\Delta p=\frac{0{,}17596}{Re^{0,2}}\,N_p\,\frac{\rho w^2}{2}\left(\mathrm{F}\,\frac{L}{d_i}+300\right) \tag{3.62}$$

Pentru fluidul din manta, a)

$$\Delta p=f\,\frac{\rho w^2}{2}\,\frac{L}{x}\,\frac{D_i}{d_{echiv}}\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0.14} \tag{3.63}$$

Această relație este omogenă dimensional, iar notațiile sînt cele utilizate la calculul coeficientului de convecție.

Coeficientul de frecare se calculează cu relația:

$$f=\frac{1{,}816}{Re^{0,2}}\ \text{pentru}\ Re=300\ldots 10^6 \tag{3.64}$$

în *Re* utilizîndu-se diametrul echivalent discutat anterior (există relații ale lui f și pentru .Re < 300).

Raportul *L/x* este egal cu numărul de șicane plus unu (numărul de treceri transversale pe tuburi). Viteza din relație este cea întîlnită la

calculul termic. Coeficientul de frecare are valori sensibil mai mari decit cele întîlnite la fluidul din tuburi.

în relaţia (3.63) se poate utiliza şi coeficientul de frecare:

$$f = \frac{1{,}84}{Re^{0{,}2}} \tag{3.65}$$

lucrîndu-se tot cu diametrul echivalent.

b) O altă relaţie pentru calcularea lui Ap în manta, în cazul prezenţei şicanelor transversale segment de cerc obişnuite este următoarea:

$$\Delta p = f \frac{\rho w_1^2}{2} \cdot \frac{L}{x} \cdot \frac{h'}{s'} \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0{,}14} \tag{3.66}$$

în care s' este pasul şirurilor de tuburi (fig. 3.19).

Proprietăţile fizice şi viteza fluidului se iau ca la calculul termic.

Raportul h/s' reprezintă numărul de şiruri de tuburi corespunzător Înălţimii şicanei.

Coeficientul de frecare se calculează cu relaţia:

$$f = \frac{0{,}736 + \dfrac{0{,}352}{\left(\dfrac{s}{d_e} - 1\right)^{1{,}08}}}{Re^{0{,}15}} \tag{3.67}$$

în care s este pasul tuburilor de pe un şir (transversal pe direcţia curgerii). în *Re* se utilizează diametrul exterior al tuburilor (d_e).

Această relaţie a lui Ap dă rezultate apropiate de cele obţinute cu relaţia anterioară.

Căderea de presiune locale, la intrarea şi ieşirea din manta, sînt neglijabile.

Căderea de presiune a fluidului din manta este de acelaşi ordin de mărime ca şi la fluidul din tuburi.

Pentru fluidul din mantaua unui schimbător de căldură cu fascicul tubular, fără şicane şi cu curgere longitudinală, cît şi pentru fluidul din spaţiul intertubular al unui schimbător tub în tub, secţiunea de curgere fiind constantă, Ap se calculează cu relaţia clasică, utilizîndu-se diametrul echivalent hidraulic.

în anexa 3 este prezentată metoda Delaware pentru calculul schimbătoarelor de căldură.

3.5. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURA CU TRANSFORMARE DE FAZĂ

în cele ce urmează se prezintă principalele aspecte constructiv-funcţionale referitoare la refierbătoare, vaporizatoare, condensatoare şi cristalizatoare şi se redau cîteva date suplimentare privind dimensionarea acestora.

3.5.1. REFIERBĂTOARE

Refierbătoarele sînt aparate de schimb de căldură cu fascicul tubular, prin care se realizează aportul de căldură la baza unor coloane de fracţionare. Aportul de căldură duce la vaporizarea parţială a lichidului de

la baza coloanei, dar cum acest lichid este obișnuit un amestec, și la o ușoară creștere a temperaturii. Căldura necesară se obține prin condensare de abur, prin răcirea unei fracțiuni petroliere calde etc. In cazul unor sarcini termice foarte mari sau al unor temperaturi de vaporizare mari, aportul de căldură la baza coloanei se realizează printr-un cuptor-refierbător, la care se consumă combustibil.

Refierbătoarele tip schimbător de căldură sînt de multe tipuri contructive și funcționale, tipurile principale fiind cele prezentate în continuare.

In figura 3.21 este redată schema unui *refierbător termosifon vertical cu recirculare,* cu legăturile sale la baza coloanei de fracționare. Lichidul de pe ultimul taler al coloanei se scurge în baza coloanei, printr-un deversor care asigură și închiderea hidraulică. In baza coloanei se menține un nivel constant de lichid, printr-un regulator de nivel care acționează asupra evacuării produsului de bază al coloanei. Refierbătorul este un schimbător de căldură cu fascicul tubular în manta, rigid și cu un singur pas în tuburi, plasat vertical și funcționînd înecat (refierbătorul și baza coloanei sînt vase comunicante; capătul superior al tuburilor se află la nivelul lichidului din coloană). Prin spațiul intertubular al refierbătorului circulă agentul de încălzire (de exemplu, abur saturat care condensează; evacuarea condensului se face printr-o oală de condens, care asigură închiderea hidraulică). Debitul de agent de încălzire este reglat de un regulator de temperatură, care asigură o temperatură constantă

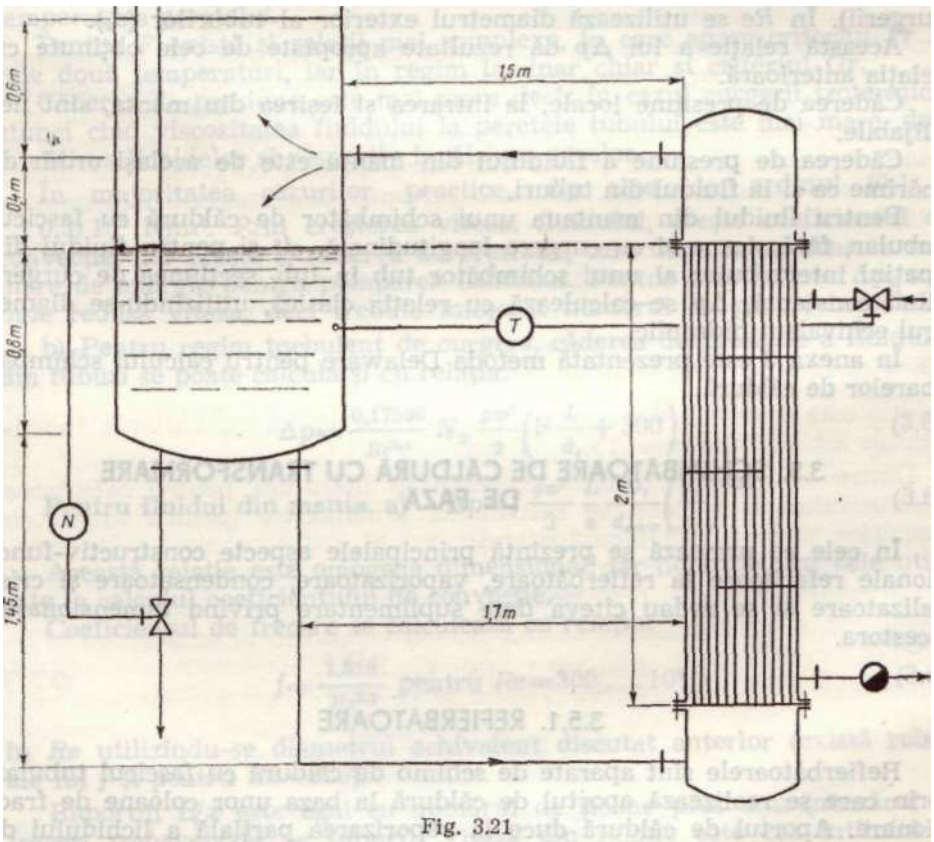


Fig. 3.21

pentru lichidul din baza coloanei. O parte din lichidul din baza coloanei circulă natural (prin termosifonare), prin tuburile refierbătorului, are loc J vaporizare parţială şi amestecul de lichid şi vapori reintră în coloană, ia care are loc separarea fazelor. Refierbătorul prezentat este *cu recircularef,* pentru că o parte din lichidul reintrat în coloană poate ajunge din nou în tuburile refierbătorului.

Pe o înălţime egală cu lungimea tuburilor, în partea stîngă a sistemului se află o coloană de lichid, iar în partea dreaptă a vaselor comunicante (în tuburi) un amestec de lichid şi vapori cu densitate medie mai mică. *Termosifonarea,* circulaţia naturală cauzată de reducerea densităţii . încălzirea şi vaporizarea parţială a lichidului de pe un braţ al vaselor comunicante, constă în apariţia unei *diferenţe de presiune activă,* exprimată prin relaţia:

$$\Delta p_{activă} = hg(\rho_{lichid} - \rho_{amestec}) \qquad (3.68)$$

în care ?i=L este lungimea tuburilor.

Debitul de lichid care se vaporizează este determinat de fluxul termic schimbat, iar debitul de lichid care intră în refierbător (circulaţia lichidului şi amestecului lichid-vapori prin refierbător şi conductele de legătură) de condiţia:

$$\Delta p_{rezistentă} = \Delta p_{activă}.$$

Diferenţa de presiune rezistentă este suma tuturor căderilor de presiune din circuit (cauzate de frecare la curgerea prin conductele de legătură şi tuburi; căderile de presiune locale cauzate de schimbarea direcţiei de curgere şi a secţiunii de curgere; diferenţa de presiune cauzată de accelerare).

deficientul de recirculare reprezintă raportul dintre debitul masic de lichid care intră în refierbător şi debitul masic de vapori rezultaţi. Dimensionarea refierbătoarelor se face pentru valori ale coeficientului de recirculare cuprinse între 4 şi 10 (fracţia masică a vaporilor în amestecul final 0,1—0,25).

Definiţia utilizată pentru coeficientul de recirculare este preluată de la vaporizatoarele totale. Mai logică ar fi definirea coeficientului de recirculare prin raportul dintre debitul care alimentează refierbătorul şi debitul care se scurge prin deversor.

Dacă se lucrează cu un coeficient de recirculare relativ mare, refierbătorul poate echivala cu un taler teoretic şi se îmbunătăţeşte fracţionarea.

In funcţionarea refierbătoarelor, coeficientul de recirculare se' autoreglează astfel încît să se îndeplinească condiţia anterioară.

Căderile de presiune la curgerea bifazică lichid-vapori se calculează obişnuit cu metoda Lockhart-Martinelli, care este prezentată în capitolul „Cuptoare tubulare".

La dimensionarea refierbătoarelor, pentru amestecuri relativ înguste, se lucrează cu valori medii constante ale temperaturii şi presiunii, neglijîndu-se încălzirea lichidului în partea inferioară a tuburilor (chiar la lichide pure există o uşoară încălzire, din cauza prezenţei unei suprapresiuni hidrostatice în partea inferioară a tuburilor; vaporizarea care urmează este cauzată nu numai de aport de căldură ci şi de destindere).

Refierbătoarele se dimensionează pentru tensiuni termice de 10 000—50 000 W/m^2.

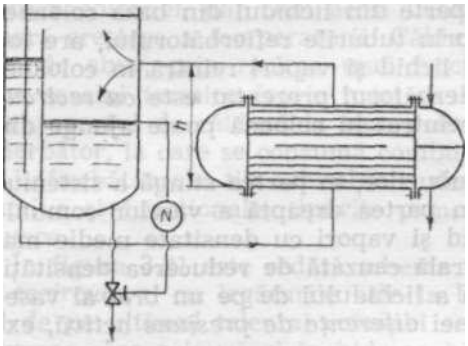


Fig. 3.22

Plasîndu-se cît mai jos racordul pentru evacuarea condensului din manta, se neglijează prezența stratului de condens din partea inferioară a mantalei.

Nivelul de lichid în baza coloanei este de ordinul 0,5 ... 1 m. Intrarea amestecului în coloană se face la 0,3 .. . 0,4 m deasupra nivelului de lichid și la 0,6 .. . 0,9 m sub taler.

In figura 3.22 este redată schema unui *refierbător termosifon orizontal fără recirculare*. în acest caz, vaporizarea lichidului, tot parțială, se realizează în mantaua refierbătorului. Dacă se lucrează fără recirculare (refierbătoarele termosifon verticale sau orizontale pot fi realizate cu sau fără recirculare), refierbătorul este alimentat, fie direct din deversor, fie dintr-un compartiment realizat la baza coloanei și alimentat de deversor. Se constată că lichidul din amestecul evacuat nu mai poate reveni în refierbător. Debitul de lichid care alimentează refierbătorul este constant și egal cu debitul deversat de pe taler, acest lichid trecînd o singură dată prin refierbător. Refierbătoarele termosifon fără recirculare nu sînt recomandabile pentru debite foarte mari de vaporizat, în raport cu debitul de produs de bază al coloanei. La aceste refierbătoare nu se utilizează noțiunea de coeficient de recirculare, ci numai fracția masică a vaporizatului din amestec, care obișnuit este mai mare decît la refierbătoarele cu recirculare.

Refierbătorul orizontal poate fi rigid, cu cap flotant sau cu tuburi U și cu două sau patru păsuri în tuburi. In manta, pentru tuburi de lungime mare, se poate lucra cu flux scindat sau dublu scindat și cu una sau două intrări și ieșiri.

Nivelul de lichid din compartimentul de deversare se autoreglează, astfel încît diferența de presiune rezistentă să fie egală cu diferența de presiune activă. Pentru dimensionare, nivelul de lichid din compartimentul de deversare se ia corespunzător nivelului de intrare a amestecului în coloană, iar *h* se măsoară de la partea inferioară a mantalei. Ca siguranță, se poate admite Ap activă egală cu (1,5 ... 2,5) Ap rezistentă (prin coborîrea refierbătorului crește sensibil Ap activă), evitîndu-se astfel o eventuală inundare a talerului. Pentru a se reduce lungimea conductelor de legătură, refierbătorul se plasează cu partea laterală spre coloană.

Dacă în mantaua refierbătorului se utilizează o șicană de scindare, de prezența acesteia se ține seama numai la calculul căderii de presiune.

Căderea de presiune a amestecului de lichid și vapori din manta se poate calcula simplu astfel (cînd există o șicană de scindare, care îmbunătățește contactul vapori-lichid) :

$$\Delta p = f\frac{(\rho w)^2}{2\rho}\cdot\frac{L}{d_h}; \quad Re = \frac{d_h(\rho w)}{\mu} \qquad (3.69)$$

Coeficientul de frecare se calculează cu relațiile cunoscute, în funcție de Re, calculat cu viscozitatea lichidului.

Diametrul echivalent hidraulic are expresia:

$$d_h = 4\frac{A}{P_h}\ ; \quad A = \frac{1}{2}\frac{\pi}{4}(D_i^2 - nd_e^2) \tag{3.70}$$

în care: „*n*" este număr

$$P_h = \frac{1}{2}\pi D_i + D_i + \frac{n}{2}\pi d_e \tag{3.71}$$

Viteza de masă a amestecului:

$$\rho w = \frac{m}{2A}\ ;\ m \text{ este debitul masic total.}$$

Densitatea p se calculează ca medie aritmetică, între densitatea lichidului la intrare şi densitatea amestecului de lichid şi vapori la ieşire.

In figura 3.23 este redată schema unui *refierbător cu spaţiu de vapori.* Acesta lucrează fără recirculare şi se caracterizează prin faptul că separarea fazelor se face în refierbător şi nu în coloană. Mantaua refierbătorului conţine în partea inferioară un fascicul de tuburi, care ocupă o înălţime mai mică decît diametrul mantalei. Tuburile sînt susţinute obişnuit prin plăci suport în formă de sfert de cerc.

Placa deversoare, care etanşează pe manta şi care are o înălţime ce depăşeşte cu /~5 cm înălţimea fasciculului, delimitează camera lichidului care se evacuează din refierbător (produsul de bază al coloanei), prin intermediul unui regulator de nivel. Diferenţa între cele două nivele de lichid din refierbător se fixează la aproximativ 10 ... 15 cm.

Refierbătoarele cu spaţiu de vapori sînt constructiv mai complicate şi nu lucrează cu presiuni prea ridicate.

Circulaţia prin refierbător se realizează prin termosifonare şi numai în caz excepţional, la lichide foarte vîscoase se introduce o pompă care împinge lichidul din baza coloanei în refierbător.

Nivelul de lichid fixat de deversor trebuie să se afle cu 20 ... 30 cm deasupra părţii inferioare a coloanei. Nivelul de lichid din coloană se autoreglează, astfel încît să se asigure echilibrul diferentelor de presiune:

$$h'_g(\rho_l - \rho_a) + h''_g(\rho_l - \rho_v) = \Delta p_{rezistentă} \tag{3.72}$$

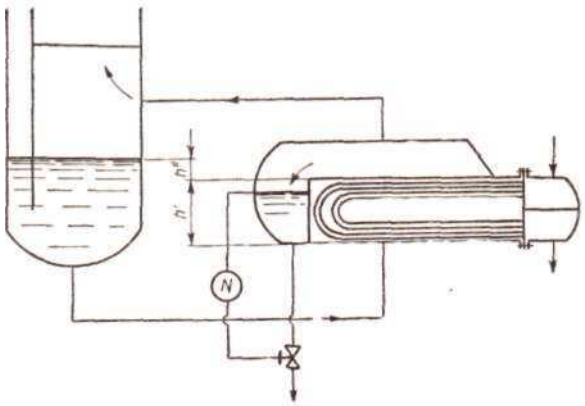


Fig. 3.23

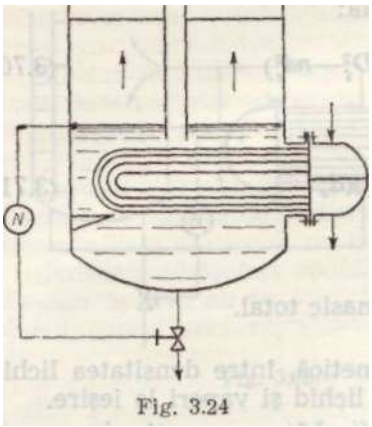


Fig. 3.24

(I — lichid; *v* — vapori; *a* — amestec în condiții medii). Din relație se află *h",* de care depinde poziția conductei de vapori.

Diferența de presiune rezistentă conține: Ap pe conducta de alimentare cu lichid, *Ap* pe conducta de vapori și Ap pentru accelerare (Ap în refierbător este neglijabilă).

Metodica de dimensionare a spațiului de vapori este prezentată în capitolul „Cuptoare tubulare".

In figura 3.24 este redată schema unui *refierbător interior orizontal.* Acesta constă într-un fascicul tubular plasat în stratul de lichid din baza coloanei, al cărui nivel se menține constant. Refierbătoarele interioare se utilizează în cazul sarcinilor termice mici și al coloanelor de diametru mare. Ele se utilizează în prezent și la stripere de fracțiuni petroliere, la care s-a renunțat la striparea directă cu abur (se reduce consumul de abur; scade sarcina condensatorului de la vîrful coloanei). Aportul de căldură se realizează prin intermediul unei fracțiuni petroliere mai calde.

In tabelul 3.17 se prezintă valori practice ale coeficienților globali de transfer de căldură, cu depuneri, pentru refierbătoare și vaporizatoare, iar în tabelul 3.18 valori practice pentru rezistențele termice specifice

TABELUL 3.17

Coeficienții globali de transfer de căldură, pentru refierbătoare și vaporizatoare, k_{ed}, [W/m² °C]

Vaporizare	Cu abur saturat	Cu ulei cald
Etilenă	—	620 (Cu benzină)
Propan	770—1 930	480
Propan	590 (condensare propilenă)	—
Hidrocarburi C_2—C_4	910	320
Butan	740	450
Parafine C_3—C_5	710	260
Fracție C_4—C_5	520—1 800	—
Fracție C_4—C_5	290 (cond. hidrocarburi + H_2)	—
Benzină ușoară	710	400
Benzină	500—710	220—370
Parafine, cicloparafine	650	280
Aromate BTX	480—910	220—400
Hidrocarburi clorurate	570	270
Alcooli C_2—C_7	910	320

TABELUL 3.17 (continuare)

Vaporizare	Cu abur saturat	Cu ulei cald
DEG	560	—
DEG-apă	950	—
Apă	1 990—2 320	510
Petrol	400	310
Motorină ușoară	340	310
Motorină grea	280	280
Fracțiuni grele	230	170

TABELUL 3.18

Rezistențele termice specifice ale depunerilor din refierbătoare și vaporizatoare

Proces	Fluid	R_d, [m² °C/W]
Vaporizare	Hidrocarburi C_2-C_4	0,00018
	Parafine C_3-C_5	0,00017—0,00052
	Parafine C_1-C_8	0,00018
	Parafine C_{8+}	0,00018—0,00053
	Parafine, cicloparafine	0,00018
	Diolefine, polimerizabile	0,00053—0,00088
	Aromate	0,00017—0,00052
	Benzină	0,00017—0,00052
	Hidrocarburi clorurate	0,00053
	Alcooli C_2-C_7	0,00018
	Apă tratată	0,00009—0,00035
Condensare	Abur saturat	0,00008—0,00017
	Substanțe organice	0,00008—0,00018
Răcire	Fracțiuni petroliere lichide	0,00038
	Motorină, ulei	0,00017—0,00052
	Apă caldă sub presiune	0,00035
	Substanțe organice lichide	0,00008—0,00035
	Gaze de ardere	0,00088

ale depunerilor, în cazul refierbătoarelor şi vaporizatoarelor. Aceste valori sînt utile la dimensionarea unor astfel de aparate. In anexa 4 este dat un exemplu de dimensionare a unui refierbător.

3.5.2. VAPORIZATOARE

Vaporizatoarele discutate în cele ce urmează, care au numeroase aspecte comune cu refierbătoarele, sînt aparate de schimb de căldură, cu fascicul tubular în manta, în care prin aport de căldură se realizează vaporizarea unui lichid, în majoritatea cazurilor pur. Nu este corect ca aceste aparate să se numească evaporatoare, pentru că prin evaporare se înţelege vaporizarea unui lichid în prezenţa unui gaz, vaporizarea avînd loc numai la interfaţa lichid-gaz şi la o temperatură mai mică decît temperatura de fierbere corespunzătoarea presiunii totale.

Majoritatea vaporizatoarelor utilizate în instalaţiile tehnologice din combinatele petrochimice sînt, fie generatoare de abur cu rol de recuperatoare de căldură, fie răcitoare sau condensatoare cu agenţi frigorifici (etilena, propan, amoniac etc), în care agentul frigorific se vaporizează izotermic.

Vaporizatoarele cu fascicul tubular în manta sînt de multe tipuri constructive şi funcţionale, tipurile principale fiind cele prezentate în continuare.

In figura 3.25 este redată schema unui *vaporizator vertical termosifon, cu vaporizare în manta şi separator exterior.* Alimentarea cu lichid se face în vasul separator, printr-un regulator de nivel. Prin spaţiul intertubular al vaporizatorului circulă prin termosifonare lichidul din separator, care se vaporizează parţial, amestecul lichid-vapori revenind în separator. La circulaţia prin termosifonare, separatorul se plasează mai sus decît vaporizatorul. Dimensionarea vaporizatorului se face pentru un coeficient de recirculare de ordinul 4—10 (la o trecere, fracţia masică a vaporizatului este 0,1—0,25). Din separator se evacuează vapori saturaţi, obişnuit prin intermediul unui demister care reţine picăturile antrenate. De multe ori, evacuarea vaporilor se face printr-un regulator de presiune. Vaporizatorul este cu vaporizare totală, pentru că întregul debit de lichid introdus este vaporizat. Există şi vaporizatoare cu pompă de recirculare a lichidului prin vaporizator. Fluidul de încălzire circulă prin interiorul tuburilor vaporizatorului.

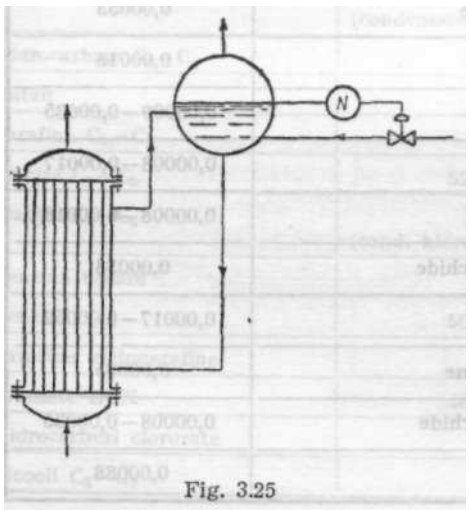


Fig. 3.25

Astfel de vaporizatoare se întîlnesc, de exemplu, în instalaţii de piroliză, pentru generare de abur cu căldură recuperată, prin răcirea gazelor de piroliză evacuate din cuptor,

în figura 3.26 este redată schema unui *vaporizator orizontal termonfon, cu vaporizare în manta şi separator exterior.* în manta poate fi utilizată o şicană de scindare.

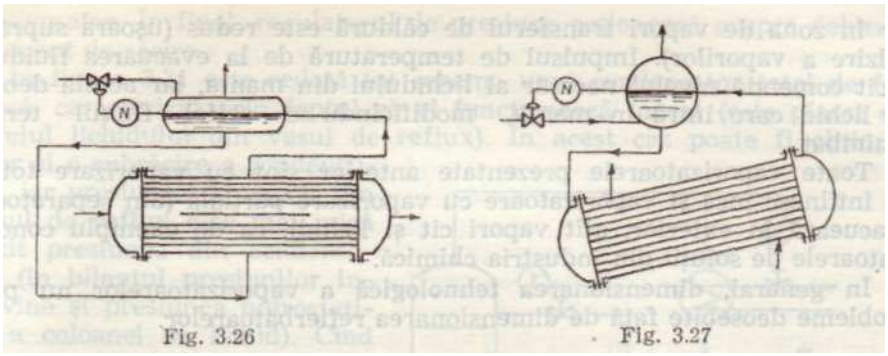


Fig. 3.26 Fig. 3.27

Astfel de vaporizatoare se întîlnesc frecvent la răciri sau condensări cu agent frigorific, acesta vaporizîndu-se parțial (la o trecere) în mantaua vaporizatorului. Ele pot fi utilizate și ca generatoare de abur, ca de exemplu în instalațiile de anhidridă maleică și anhidridă ftalică, prin recuperare de căldură din efluenți.

în figura 3.27 este redată schema unui *valorizator înclinat termosifon, cu valorizare în tuburi și separator exterior*. Pentru a se ușura circulația prin termosifonare, vaporizatorul este înclinat cu v~15° față de orizontală, iar intrarea fluidului cald se face în partea superioară a tuburilor (vaporizare locală mai intensă).

Astfel în vaporizatoare se întîlnesc în foarte multe sisteme frigorifice, ca de exemplu pentru răcire de solă cu agent frigorific NH_3, în instalația de oxid de etilena și glicoli.

In figura 3.28 este redată schema unui *vaporizator orizontal cu spațiu de vapori*. Acesta se caracterizează prin faptul că separarea vaporilor se face chiar în mantaua vaporizatorului. In unele sisteme frigorifice se întîlnesc și vaporizatoare cu spațiu de vapori duble, în sensul că în aceeași manta sînt plasate cap la cap două fascicule de tuburi, prin care circulă fluide diferite care se răcesc.

Vaporizatoarele cu spațiu de vapori se utilizează și ca generatoare de abur prin recuperare de căldură, ca de exemplu în instalații de piroliză (în circuit închis, difilul răcește gazele de piroliză și apoi generează abur) și în instalațiile de anhidridă ftalică și anhidridă maleică (în acest ultim caz se utilizează ca agent săruri topite, care transportă căldură din reactor).

In unele cazuri, atît la sisteme frigorifice, cît și la generări de abur, mai multe vaporizatoare pot fi deservite de un singur separator.

Dacă la răcirea unui fluid, care circulă prin tuburile unui schimbător de căldură, se dorește menținerea unei temperaturi constante la ieșire, răcirea fiind realizată cu un lichid care se vaporizează în manta (apă, agent frigorific), se poate lucra cu nivel de lichid în manta (cu separarea fazelor), acest nivel fiind variabil, în zona de lichid are loc un transfer de căldură intens (prin fierbere),

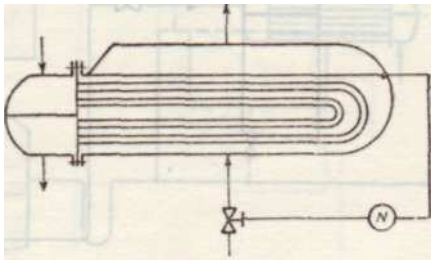


Fig. 3.28

iar în zona de vapori transferul de căldură este redus (ușoara supraîncălzire a vaporilor). Impulsul de temperatură de la evacuarea fluidului răcit comandă nivelul necesar al lichidului din manta, iar acesta debitul de lichid care intră în manta, modificîndu-se astfel fluxul termic schimbat.

Toate vaporizatoarele prezentate anterior sînt cu vaporizare totală. Se întîlnesc însă și vaporizatoare cu vaporizare parțială (din separator se evacuează în exterior, atît vapori cit și lichid), ca de exemplu concentratoarele de soluții din industria chimică.

In general, dimensionarea tehnologică a vaporizatoarelor nu pune probleme deosebite față de dimensionarea refierbătoarelor.

3.5.3. CONDENSATOARE

în cele ce urmează se prezintă cîteva scheme de principiu caracteristice, referitoare la condensatoarele care deservesc coloanele de fracționare, cu amplasarea și legăturile acestora, inclusiv reglările mai importante din sistem.

în figura 3.29 este redată schema unui condensator clasic de amestec complex, care evacuează cele trei faze rezultate într-un separator. La partea inferioară a acestuia separă apa, care se evacuează printr-un regulator de nivel, cu impuls de la interfața apă-benzină. Benzina separată este evacuată cu o pompă și parțial este împinsă ca reflux la vîrful coloanei, printr-un regulator de temperatură, iar parțial este evacuată din instalație, printr-un regulator care menține constant nivelul de benzină din separator. La partea superioară a separatorului sînt evacuate gazele, obișnuit printr-un regulator de presiune.

In figura 3.30. este redată schema unui condensator total de fază unică. Condensul trece într-un vas de reflux în care se menține nivel constant și din care este evacuat cu o pompă. Presiunea pe sistem este determinată de presiunea de vapori a lichidului din vasul de reflux, iar aceasta la rîndul său este determinată de temperatură. Temperatura condensului poate fi reglată prin variația debitului de agent de răcire de la

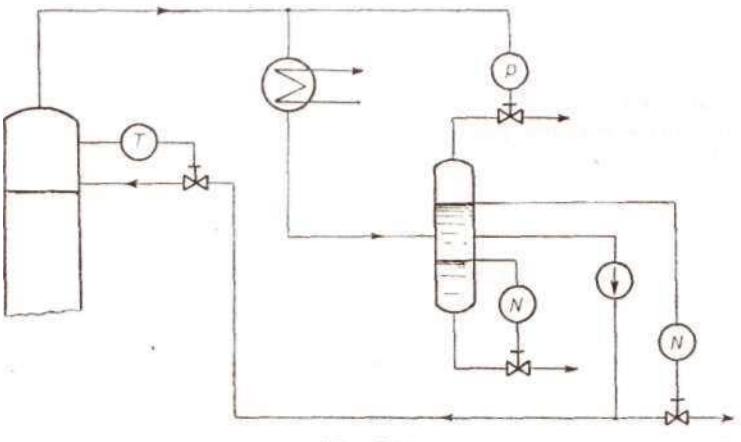


Fig. 3.29

condensator. In final, regulatorul de presiune acţionează asupra debitului de agent de răcire.

în figura 3.31 este redată tot schema unui condensator total de fază unică, caracterizat prin faptul că el funcţionează înecat (este plasat sub nivelul lichidului din vasul de reflux). In acest caz poate fi obţinută uşor şi o subrăcire a condensului, iar presiunea de vapori din vasul de reflux este mai mică decît presiunea din condensator (în bilanţul presiunilor intervine şi presiunea hidrostatică a coloanei de lichid). Cînd regulatorul de presiune permite trecerea parţială a vaporilor direct spre vasul de reflux, aceştia condensează la suprafaţa lichidului subrăcit.

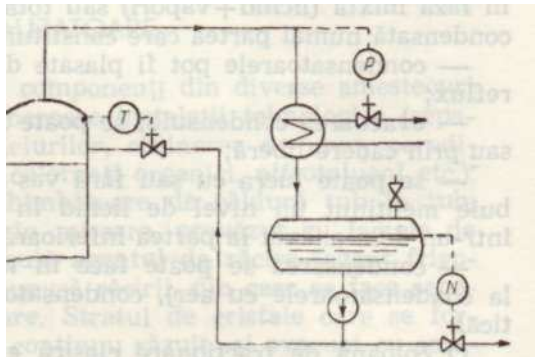


Fig. 3.30

In figura 3.32 este redată schema unui condensator orizontal, cu condensare în manta, caracterizat prin faptul că evacuarea condensului se face printr-un sistem deversor (preaplin), care menţine un nivel constant de condens în partea inferioară a mantalei (închidere hidraulică; subrăcire a condensului; evitarea necesităţii unui vas de reflux). Sistemul deversor are legătură de drenare pentru lichid şi legătură de ventilare pentru vapori, necesare la golirea instalaţiei (după oprire). Condensatorul fiind plasat mai sus decît vîrful coloanei, circulaţia refluxului şi a produsului de vîrf al coloanei sînt asigurate prin cădere liberă. Pe conducta de reflux se află o închidere hidraulică, pentru vaporii de la vîrful coloanei.

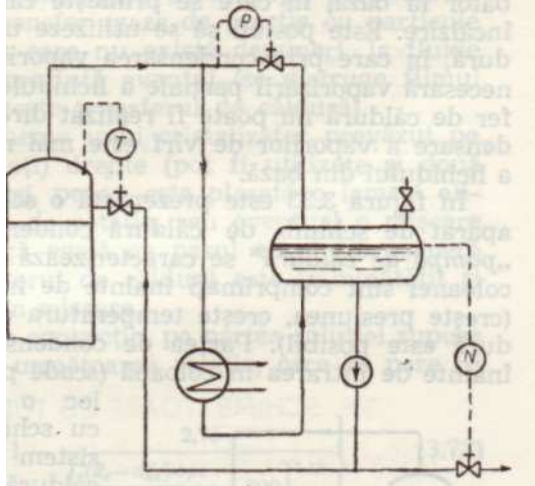


Fig. 3.31

Cîteva aspecte generale asupra condensatoarelor, unele fiind ilustrate în schemele anterioare:

— • condensatoarele pot lucra cu condensare parţială sau totală;

— la condensare parţială, separarea fazelor se face într-un separator exterior, iar uneori

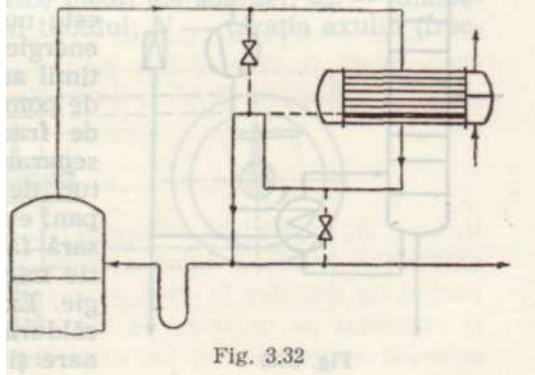


Fig. 3.32

chiar în mantaua condensatorului (la un condensator de suprafață dintr-un sistem de vid, condensul este evacuat din partea inferioară a mantalei prin intermediul unui picior barometric, iar necondensabilele sînt trase de ejector pe la partea superioară a mantalei);

— produsul de vîrf al coloanei poate fi obținut total în fază lichidă, în fază mixtă (lichid + vapori) sau total în fază vapori (în acest caz, este condensată numai partea care constituie refluxul);

— condensatoarele pot fi plasate deasupra sau dedesubtul vasului de reflux;

— evacuarea condensului se poate face cu o pompă (pompă de reflux) sau prin cădere liberă;

— se poate lucra cu sau fără vas de reflux (în acest ultim caz, trebuie menținut un nivel de lichid în partea inferioară a mantalei, sau într-un dom anexat la partea inferioară a mantalei);

— condensarea se poate face în manta sau în tuburi (de exemplu, la condensatoarele cu aer), condensatorul fiind plasat orizontal sau vertical.

O coloană de fracționare clasică este prevăzută cu două aparate de schimb de căldură: un condensator la vîrf, în care se evacuează căldură, consumîndu-se un agent de răcire (apă, agent frigorific etc.) și un refierbător la bază, în care se primește căldură, consumîndu-se un agent de încălzire. Este posibil să se utilizeze un singur aparat de schimb de căldură, în care prin condensarea vaporilor de vîrf să se transfere căldura necesară vaporizării parțiale a lichidului de la baza coloanei. Acest transfer de căldură nu poate fi realizat direct, pentru că temperatura de condensare a vaporilor de vîrf este mai mică decît temperatura de fierbere a lichidului din bază.

In figura 3.33 este prezentată o schemă de principiu, cu un astfel de aparat de schimb de căldură condensator-refierbător. Sistemul, numit *„pompă de căldură"* se caracterizează prin faptul că vaporii de la vîrful coloanei sînt comprimați înainte de intrarea în schimbătorul de căldură (crește presiunea, crește temperatura de condensare și transferul de căldură este posibil). Partea de condens utilizată ca reflux este laminată înainte de intrarea în coloană (scade presiunea, scade temperatura și are loc o ușoară vaporizare). Comparativ cu schema clasică, este necesar la acest sistem *un* singur aparat de schimb de căldură, nu se consumă agent de răcire și nu se consumă agent de încălzire. în schimb, la sistemul cu pompă de căldură, este necesar un compresor care consumă energie pentru antrenare. Studiile din ultimii ani au dus la concluzia că sistemele de pompă de căldură utilizate la coloanele de fracționare sînt economice, numai la separarea unor componenți cu temperaturi de fierbere apropiate (propilenă-propan; etilenă-etan etc), comprimarea necesară făcîndu-se cu un raport de compresie mic și deci cu consum mic de energie. Există diverse scheme de pompe de căldură utilizate la coloanele de fracționare și diverse posibilități de compensare

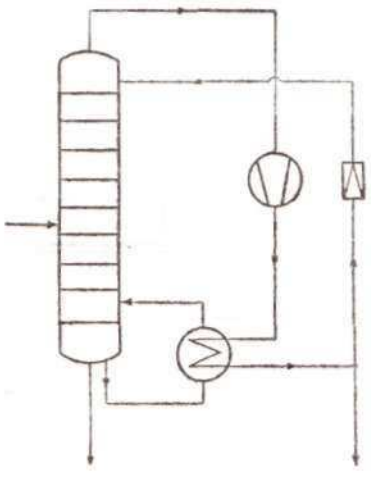


Fig. 3.33

a inegalității sarcinilor termice de la condensator și refierbător. în anexa 5 este prezentată metoda de dimensionare a condensatoarelor de amestecuri complexe.

3.5.4. CRISTALIZATOARE

Separarea prin cristalizare a unor componenți din diverse amestecuri lichide este un proces întîlnit în numeroase instalații tehnologice (separarea paraxilenului, deparafinarea uleiurilor, obținerea de uree, paradiciorbenzen, acizi grași, caprolactamă, coloranți organici, nitrotolueni etc).

Cristalizatoarele obișnuite sînt schimbătoare de căldură tub în tub, care conțin în tubul interior un ax în mișcare, prevăzut cu lamele de răzuire. Prin spațiul intertubular circulă agentul de răcire (agent frigorific), iar prin tubul interior soluția supusă răcirii, din care se face separarea unui component prin cirstalizare. Stratul de cristale care se formează pe suprafața de răcire trebuie continuu răzuit și evacuat cu soluția, spre filtrele de separare. Deci cristalizatoarele sînt schimbătoare de căldură cu răzuire continuă a suprafeței interioare a tuburilor. Astfel de aparate sînt utilizate și la răcirea unor gaze care conțin particule ce tind să se depună pe suprafața de transfer (gaze de reacție cu particule de negru de fum). Chiar în cazul în care nu există depuneri, la fluide foarte vîscoase, răzuirea suprafeței prezintă avantaj (se distruge filmul de fluid de la perete și se îmbunătățește transferul de căldură).

In figura 3.34 este prezentată schema unui cristalizator prevăzut pe ax cu un singur șir de lamele (racleți) drepte (pot fi utilizate și două șiruri de lamele opuse). In alte cazuri, pe ax este plasată o lamelă elicoidală (melc) care are tot o mișcare de rotație, sau eventual o mișcare longitudinală dus-întors, pe o distanță egală cu pasul elicei (se acoperă întreaga suprafață a tubului). Transferul de căldură este îmbunătățit și prin turbulența realizată de lamelele în mișcare.

Pentru calcularea coeficientului de convecție, pe partea soluției supuse răcirii cu cristalizare, se recomandă următoarea relație, care se pare că este cea mai corectă:

$$\frac{\alpha_i \cdot d_i}{\lambda} = 1{,}13 \left(\frac{d_i^2 N \rho c}{\lambda} \right)^{0{,}5} \left\{ 1 - \frac{2{,}78}{\left[\frac{(d_i - d_{ax}) w \rho c}{\lambda} + 200 \right]^{0{,}18}} \right\} \qquad (3.73)$$

în care: p, c și X sînt proprietățile fizice medii ale soluției; d_{ax} — diametrul axului; d_i — diametrul interior al tubului; N — turația axului (frec-

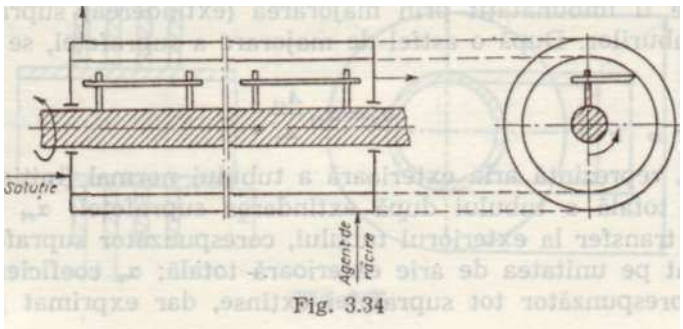


Fig. 3.34

venţa deplasărilor longitudinale dus-întors); n — numărul de răzuiri la o rotaţie a axului; w — viteza medie a soluţiei.

Relaţia este omogenă dimensional. Coeficientul de convecţie în cazuri practice este de ordinul a cîtorva sute de W/m^2 °C. Este de remarcat faptul că în relaţie nu apare viscozitatea soluţiei. Se lucrează cu $N<=$ =0,15—0,35 rot/s.

Pentru lamele drepte, n este egal cu numărul de şiruri de lamele, iar pentru lamelă elicoidală, $n=l$ în cazul rotaţiei şi n = 2 în cazul deplasării longitudinale.

Răzuirea suprafeţei de transfer şi turbulenţa realizată prin mişcarea lamelelor măresc de cîteva ori coeficientul de convecţie, în raport cu cazul în care lipsesc lamelele şi se neglijează depunerea de cristale.

In acest ultim caz, α poate fi calculat, pentru comparaţie, cu relaţia (curgere prin spaţiu inelar, cu transfer de căldură spre exterior):

$$Nu=0{,}0225\ Re^{0,8}\ Pr^{1/3}\left(\frac{d_h}{d_e}\right)^{0,1}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \qquad (3.74)$$

(pentru $Re=7$ .. . 180 000; în Nu şi Re se utilizează d;,=dj—d_{ax}).

Nu se cunosc relaţii satisfăcătoare pentru calcularea căderii de presiune a soluţiei prin cristalizator, sau a puterii consumate pentru antrenarea rotorului cu lamele.

Cristalizatoarele tub în tub au diametre exterioare de 150—210 mm şi lungimi de 10—15 m, funcţionînd cu coeficienţi globali de transfer de ordinul 50—180 W/m^2°C. Viteza de răcire a soluţiei are o mare influenţă asupra formării cristalelor. Se consumă o putere de aproximativ 0,2 kW la fiecare rotor.

Cristalizatoarele sînt amplasate în baterii de cîte 10—16 elemente, pe două şiruri verticale, cu antrenare comună la elementele unei baterii (cu lanţ sau cu şurub fără sfîrşit, cuplate la pinioanele exterioare ale axelor rotoare).

3.6. SCHIMBĂTOARE CU TUBURI CU SUPRAFAŢA EXTINSA

După cum se ştie, coeficientul global de transfer de căldură este mai mic decît ambii coeficienţi parţiali de transfer de căldură (exprimaţi pe aceeaşi unitate de arie). Pentru a se majora sensibil coeficientul global, trebuie să se majoreze coeficientul parţial cu valoare mică. Dacă, de exemplu, coeficientul parţial exterior are valoare mică, transferul de căldură poate fi îmbunătăţit prin majorarea (extinderea) suprafeţei exterioare a tuburilor. După o astfel de majorare a suprafeţei, se poate scrie relaţia:

$$\alpha_e=\alpha_{et}\frac{A_{et}}{A_e}$$

în care A_e reprezintă aria exterioară a tubului normal (iniţial); A_{et} aria exterioară totală a tubului după extinderea suprafeţei; α_{et} coeficientul parţial de transfer la exteriorul tubului, corespunzător suprafeţei extinse şi exprimat pe unitatea de arie exterioară totală; α_e coeficientul parţial exterior corespunzător tot suprafeţei extinse, dar exprimat pe unitatea

de arie a tubului normal. Pentru extinderea de suprafață se pot face următoarele observații:

— $<x_{et}$ este ceva mai mic decît $<x_e'$ corespunzător situației fără majorare de suprafață (modalitățile practice de extindere a suprafeței duc la o creștere a grosimii medii a filmului de fluid staționat la perete; diferența medie de temperatură dintre perete și fluid se micșorează după extinderea suprafeței);

— cum obișnuit $A<<_t A_e$, chiar dacă $a_{et}<<x_e'$, se obține $ot_e>o^\wedge$, deci transferul de căldură se majorează prin extinderea suprafeței exterioare a tubului.

Extinderea suprafeței exterioare a tuburilor se poate realiza prin:

— aripioare circulare transversale, înalte sau joase;
— nervuri longitudinale, înalte sau joase;
— țepi cilindrice sau conice;
— rugozitate artificială pronunțată etc.

Extinderea de suprafață la interiorul tuburilor este foarte puțin utilizată. Ea poate fi realizată prin caneluri longitudinale sau elicoidale și prin rugozitate artificială.

Principalele tipuri de schimbătoare de căldură la care se utilizează tuburi cu suprafața exterioară extinsă sînt, în ordinea importanței lor, următoarele:

— răcitoare și condensatoare cu ear, cu tuburi cu aripioare circulare transversale înalte (fiind cele mai importante, în cele ce urmează se va insista asupra lor);

— schimbătoare de căldură cu fascicul tubular în manta, cu tuburi cu aripioare circulare transversale joase;

— schimbătoare de căldură tub în tub, tubul interior fiind prevăzut la exterior cu nervuri longitudinale înalte.

3.6.1. RĂCITOARE ȘI CONDENSATOARE CU AER

3.6.1.1. ASPECTE CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE

La răcitoarele și condensatoarele cu aer se utilizează tuburi din oțel prevăzute cu aripioare circulare, transversale, înalte. în figura 3.35 sînt redate secțiunile de principiu printr-un astfel de tub și sînt trecute și simbolurile mărimilor geometrice caracteristice.

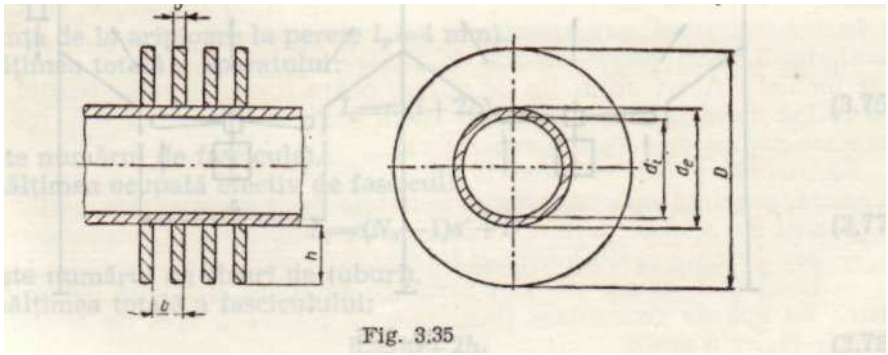


Fig. 3.35

Obișnuit (pînă la 250°C) aripioarele sînt din aluminiu care, avînd o conductivitate termică mare, face ca temperatura medie de pe suprafața aripioarelor să fie mai apropiată de temperatura peretelui tubului (avantaj).

în prezent, tuburile cu aripioare înalte din aluminiu se fabrică astfel: pe peretele tubului se execută un canal elicoidal, prin care se înfășoară sub tensiune banda de aluminiu (aceasta se subțiază la exterior), iar apoi se presează în spațiul dintre aripioare, pentru a se asigura buna contactare dintre aripioare și tub.

Există și alte metode de fabricare a tuburilor cu aripioare înalte, ca de exemplu: banda de Al este încrețită la bază, înfășurată elicoidal pe tubul normal și final solidarizată prin zincare; se stanțează individual aripioare cu distanțiere, care se fixează pe tub prin presare la cald sau prin zincare; un tub din Al cu perete gros este supus extrudării pentru a se obține un tub cu aripioare, iar final acest tub este tras la cald peste un tub din oțel (pentru rezistență).

Cele mai utilizate tuburi cu aripioare au: L—9 m; d_e=25 mm; dj= =20 mm; *D=59* mm; *h—(D—d_e)/2=17* mm; n=400 aripioare/m; pasul aripioarelor b=1 000/400=2,5 mm; grosimea medie a aripioarelor S= =0,35 mm; *A_{el}/A_e=23,7.*

în figura 3.36 este redată o secțiune longitudinală de principiu, printr-un tip obișnuit de răcitor cu aer, iar în figura 3.37 o secțiune transversală, în aceste schițe sînt trecute și simbolurile mărimilor geometrice caracteristice.

Răcitorul conține obișnuit două fascicule de tuburi (uneori mai multe) plasate alăturat, acestea avînd lățimi relativ reduse, pentru a fi transportate și montate mai ușor. Se utilizează un număr de tuburi pe șir la o secție (fascicul) iV_t=18,22, 26,30 sau 34. în unele cazuri fasciculele nu sînt identice și servesc la răcirea a două fluxuri de fluide diferite.

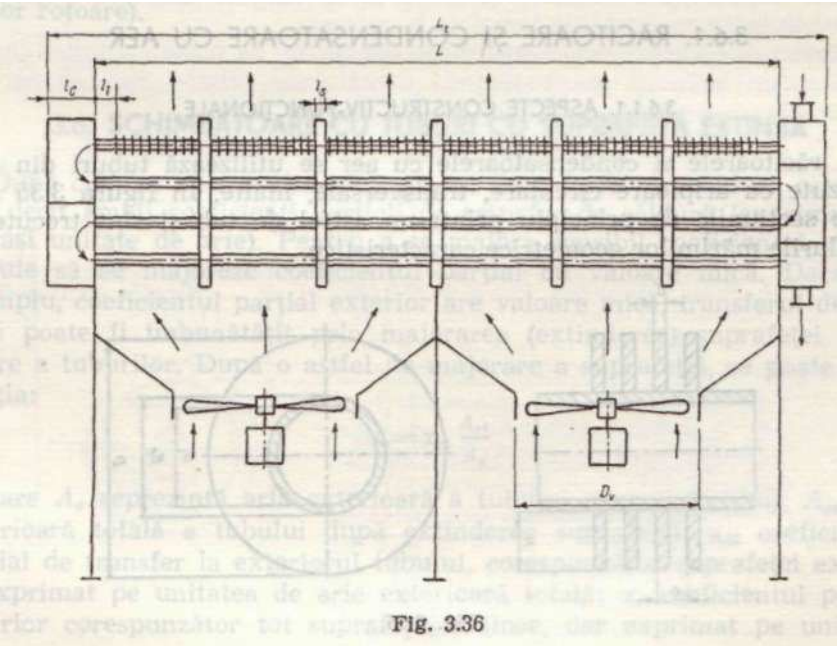


Fig. 3.36

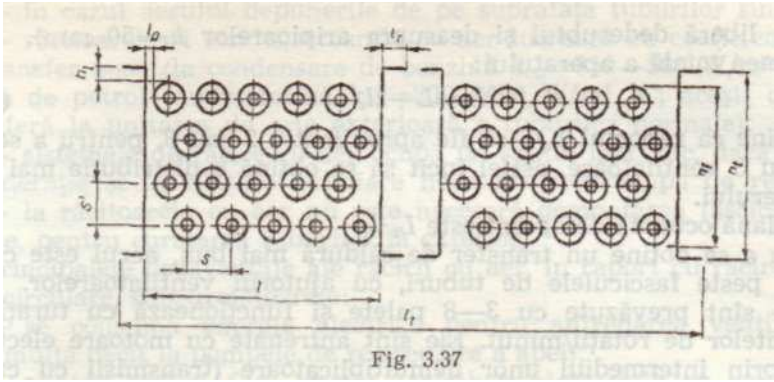


Fig. 3.37

Tuburile sînt plasate intercalat pe 4—8 şiruri (obişnuit 4,6 sau 8), aşezarea fiind în majoritatea cazurilor în triunghi isoscel (pentru tuburile prezentate anterior s=64 mm şi s'=62 mm).

Tuburile au capetele mandrinate în cutii colectoare de formă "paralelipipedică, cu lăţimea l_c=*250* mm. Pentru curăţarea interioară a tuburilor, colectoarele sînt prevăzute la exterior, fie cu capace demontabile (greu de etanşat), fie cu dopuri filetate în dreptul fiecărui tub.

In cutiile colectoare există şicane pentru realizarea mai multor păsuri în tuburi. Obişnuit, un şir de tuburi constituie un pas. Cum global fluidul din tuburi circulă descendent, iar aerul ascendent, schimbul de căldură într-un răcitor cu aer se realizează în contracurent încrucişat. Pentru o bună distribuţie a fluidului supus răcirii, de exemplu, la un răcitor cu două fascicule, fluxul de fluid este împărţit iniţial în două, iar apoi fiecare ramificaţie reîmpărţită din nou în două, obţinîndu-se o distribuţie simetrică la patru racorduri de intrare. Sistemul de colectare la evacuarea produsului se construieşte asemănător.

Susţinerea tuburilor, care sînt foarte lungi, se face prin intermediul unor suporturi secţionate în dreptul axelor tuburilor de pe fiecare şir, pentru a putea fi montate. în locaşurile suporturilor sînt eliminate aripioarele. Pentru uşurarea mandrinării, tuburile sînt la capete lipsite de aripioare (lungimea liberă Zj=50 mm). In majoritatea cazurilor se utilizează un număr de suporturi n_s=*5,* fiecare avînd lăţimea Z_s=50 mm. Cutiile colectoare şi suporturile se solidarizează cu plăcile laterale ale fiecărui fascicul prin intermediul unor rame cu lăţimea Z_r=80 mm.

Lăţimea interioară, fără rame, a unei secţii (fascicul):

$$l=(N_r-0{,}5)s+D+2l_p \qquad (3.75)$$

(distanţa de la aripioare la perete l_p—*i* mm).

Lăţimea totală a aparatului:

$$l_t=n_f(l+2l_r) \qquad (3.76)$$

(rif este numărul de fascicule).

înălţimea ocupată efectiv de fascicul:

$$h_f=(N_s-1)s'+D \qquad (3.77)$$

(N_s este numărul de şiruri de tuburi),

înălţimea totală a fasciculului:

$$h_t=h_f+2h_l \qquad (3.78)$$

(înălțimea liberă dedesubtul și deasupra aripioarelor *hi*>=*50* mm).

Lungimea totală a aparatului:

$$L_t = L + 2l_c \tag{3.79}$$

Este bine ca raportul $Ltjl_t$ să fie aproximativ 2 sau 3, pentru a se admite 2 sau 3 ventilatoare, astfel încît să se obțină o distribuție mai uniformă a aerului.

Aria plană ocupată de aparat este $L_t \cdot l_t$.

Pentru a se obține un transfer de căldură mai bun, aerul este circulat forțat peste fasciculele de tuburi, cu ajutorul ventilatoarelor. Ventilatoarele sînt prevăzute cu 3—8 palete și funcționează cu turații de ordinul sutelor de rotații/minut. Ele sînt antrenate cu motoare electrice, obișnuit prin intermediul unor demultiplicatoare (transmisii cu curele trapezoidale).

Tipurile de ventilatoare pentru răcitoare cu aer, fabricate în țara noastră sînt redate în tab. 3.19.

TABELUL 3.19

Tipuri de ventilatoare pentru răcitoare cu aer

Diametru ventilator D_v, [m]	Debit aer [m^3_N/h]	Δp_{max} realizat [N/m^2]
1,2	72 000	300
1,8	108 000	300
2,5	180 000	250
3,0	234 000	250
3,5	288 000	250
4,0	360 000	250

în prezent se preferă plasarea ventilatoarelor sub fasciculele de tuburi, deci operarea cu tiraj refulat, pentru că temperatura aerului fiind mai mică consumul de putere la ventilatoare este mai redus și pentru că aerul pătrunde în fascicul cu o turbulență mai mare (transfer de căldură mai bun). Operarea cu tiraj aspirat (plasarea ventilatoarelor deasupra fasciculelor) ar prezenta numai avantajul unei circulații mai uniforme a aerului în toată secțiunea răcitorului.

Obișnuit răcitoarele cu aer au fasciculele de tuburi plasate orizontal. In cazuri speciale de condensare sînt utilizate și aparate cu fascicule înclinate, sub formă de V întors, ventilatoarele fiind orizontale și plasate în partea inferioară, sau aparate cu fascicule verticale așezate în poligon, ventilatorul fiind plasat central în partea superioară (partea inferioară este închisă). Acest ultim tip de aparat poate fi condensator parțial pentru reflux și se plasează chiar pe vîrful coloanei de fracționare (nu sînt necesare pompă de reflux și separator).

Răcitoarele și condensatoarele cu aer, în raport cu cele cu apă de recirculare, prezintă mai importante avantaje decît dezavantaje, astfel încît în prezent ele sînt de preferat. Principalele avantaje sînt următoarele:

— aerul există pretutindeni și în cantități nelimitate;

— la răcirea eu aer nu sînt necesare instalații auxiliare, ca în cazul răcirii cu apă de recirculare {instalație de tratare a apei de adaos, turnuri de răcire a apei);

— în cazul aerului depunerile de pe suprafața tuburilor sînt minore;

— răcitoarele și condensatoarele cu aer lucrează cu coeficienți globali de transfer mari (la condensare de benzină k_{ed}=350—500 W/m^2°C, iar la răcire de petrol sau motorină k_{ed}=200—400 W/m^2 °C; acești coeficienți se referă la unitatea de arie exterioară a tuburilor normale);

— sistemele de răcire cu aer ocupă un spațiu mai mic, dacă se iau în considerație și instalațiile auxiliare necesare pentru apa de recirculare;

— la răcitoarele cu aer nu este necesară demontarea fasciculelor tubulare, pentru curățarea tuburilor la exterior.

Principalele dezavantaje ale răcirii cu aer, în raport cu răcirea cu apă de recirculare, sînt următoarele:

— se consumă energie electrică pentru antrenarea ventilatoarelor (mai multă decît la pompele de recirculare a apei);

— pentru același flux termic schimbat, răcitoarele cu aer sînt mai voluminoase și mai scumpe (de 2—4 ori) decît răcitoarele cu apă (fără a fi luate în considerație și instalațiile auxiliare);

— în instalații, răcitoarele cu aer necesită spații libere relativ mari, deasupra și dedesubtul lor;

— funcționarea ventilatoarelor este zgomotoasă (poluare sonică);

— eventualele scurgeri de produse prezintă un pericol mai mare la răcitoarele cu aer decît la cele cu apă;

— în condițiile dezavantajoase în care se dimensionează răcitoarele, la răcitoarele cu aer se admit răciri ,pînă la 50°C, spre deosebire de răcitoarele cu apă de. recirculare la care se admit răciri pînă la 40°C (la benzină de exemplu, răcirea cu aer trebuie urmată de o răcire cu apă);

— cum temperatura aerului atmosferic variază în limite foarte largi, reglarea temperaturii finale a produsului la răcitoarele cu aer este mai dificilă.

Pe timp de iarnă, temperatura atmosferică fiind scăzută, răcirea produsului este avansată și pot apărea următoarele dificultăți:

— solidificarea (congelarea) produsului în tuburi (cîteva temperaturi de solidificare: p-xilen 13,3°C; MEA 10,3°C; ciclohexan 6,6°C; benzen 5,6°C);

— depunerea de parafină pe suprafața interioară a tuburilor;

— creșterea însemnată a viscozității lichidului și deci creșterea căderii de presiune;

-— formare de hidrați, la parafinele sau olefinele C_y—C_4 saturate cu vapori de apă;

— răcirea unor gaze umede sub punctul de rouă și apariția coroziunilor în tuburi.

Există diverse posibilități de reglare a temperaturii finale a produsului răcit, ca de exemplu:

— reducerea debitului de aer, prin închiderea parțială a jaluzelelor plasate deasupra fasciculelor de tuburi (prezintă dezavantajul că nu se reduce consumul de energie);

— reducerea debitului de aer, prin modificarea unghiului de înclinare a paletelor ventilatorului, manual sau automat (aceste prime două metode sînt cele mai frecvent utilizate);

— reducerea debitului de aer, prin reducerea turației ventilatorului;

— oprirea ventilatoarelor, în care caz circulația aerului este liberă;

— recircularea parțială externă a aerului cald evacuat, astfel încît să se obțină o temperatură medie acceptabilă a aerului, la intrarea în fascicule;

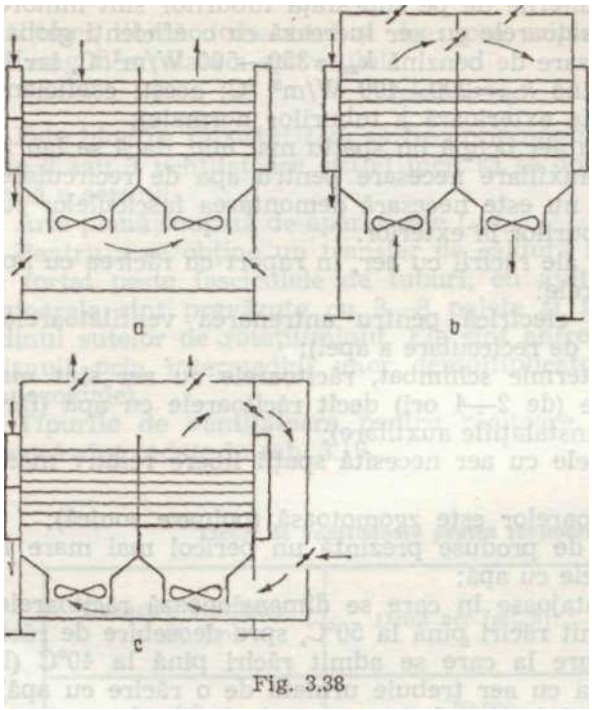


Fig. 3.38

— recircularea parţială internă a aerului, prin schimbarea sensului de rotaţie a unui ventilator;

— prevederea sub fascicule a unei serpentine de încălzire cu abur a aerului (la produsele care prezintă pericol de congelare; încălzirea se utilizează obişnuit pentru decongelare).

în figura 3.38 sînt prezentate schemele a trei sisteme de reglare, cu recirculare de aer, în care apar diverse registre de închidere, interioare sau exterioare (primele două scheme sînt cu recirculare internă, iar ultima cu recirculare externă).

In zilele foarte călduroase de vară, cînd răcirea nu este satisfăcătoare, se evaporă apă în aer (prin stropire), aerul răcindu-se cel mult pînă la temperatura corespunzătoare a termometrului umed. Răcirea este cu atît mai avansată, cu cît aerul atmosferic este mai uscat.

3.6.1.2. CALCULUL TERMIC

Dimensionarea răcitoarelor cu aer se face pentru condiţii defavorabile (temperatura aerului atmosferic ridicată). In ţara noastră se recomandă în proiectare temperatura atmosferică 30 ... 32°C. In figura 3.39 este redată variaţia temperaturii atmosferice, depăşită în anumite procente din numărul total de ore anual (media pe 5 ani), pentru oraşul Ploieşti. Se constată că temperatura de 32°C este depăşită numai în aproximativ 0,5% din numărul total de ore anual (pentru 30°C corespund 1,5%).

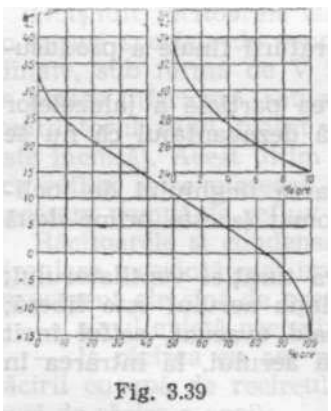


Fig. 3.39

Temperatura de evacuare a produsului răcit trebuie luată >50°C. Temperatura de evacuare a aerului din răcitor se admite aproximativ egală cu temperatura de evacuare a produsului plus *0-i-20°C.*

In practică se constată că temperatura aerului evacuat nu este uniformă, din cauza variaţiei temperaturii produsului în lungul tuburilor şi din cauza nerepartizării uniforme a aerului în secţiunea răcitorului.

Prin bilanțul termic al răcitorului sau condensatorului, după stabilirea fluxului termic schimbat, se calculează debitul masic de aer necesar. In continuare, se stabilește densitatea aerului, la temperatura sa medie din aparat și la presiunea atmosferică corespunzătoare altitudinii de amplasare a răcitorului (față de nivelul mării). Cu această densitate se calculează debitul volumic mediu de aer *V*.

Viteza aerului, necesară în calcule, se stabilește pentru secțiunea minimă de curgere:

$$S_{min}=n_f(L'l-d_eL'N_t-2h\delta nL_nN_t) \quad (3.80)$$

în care *U* este lungimea tubului liber (se exclude lungimea ocupată de suporturi):

$$L'=L-n_sl_s \quad (3.81)$$

iar L„ lungimea nervurată a tubului (acoperită de aripioare):

$$L_n=L'-2l_l \quad (3.82)$$

Se admit *nf* și N_t, se află S_mi_n și apoi $w=VJS_mi_n$.

Viteza aerului în secțiunea minimă trebuie să fie cuprinsă între 4 și 9 m/s (obișnuit 5 ... 7 m/s), pentru ca transferul de căldură și căderea de presiune a aerului să fie acceptabile.

Se stabilește numărul de tuburi pe pas, astfel ca viteza produsului să fie în limitele practice (pentru lichide 0,5... 1 m/s), în majoritatea cazurilor un pas fiind constituit de un șir de tuburi (mai rar 1,5 sau 2 șiruri de tuburi).

în continuare, se presupune numărul de șiruri de tuburi necesare. Dacă un șir constituie un pas, numărul de încrucișări este egal cu numărul de șiruri de tuburi. La condensatoare, primele păsuri pot fi alcătuite din cîte două șiruri de tuburi, iar ultimul pas dintr-un singur șir de tuburi.

Cunoscîndu-se cele 4 temperaturi caracteristice, numărul de încrucișări și geometria aparatului, se calculează diferența medie de temperatură pentru contracurent încrucișat și aria de transfer de căldură corespunzătoare exteriorului tuburilor normale (fără aripioare):

$$A_e=n_fN_tN_s\pi d_eL_n \quad (3.83)$$

(se neglijează capetele lise ale tuburilor).

Rezultă în continuare valoarea admisă indirect pentru coeficientul global de transfer de căldură:

$$k_{ed}=\frac{Q}{A_e\Delta t}$$

(dacă k_{ed} nu se află în limitele practice, se presupune un alt număr de șiruri de tuburi).

Urmează să se verifice valoarea lui k_ed, cu ajutorul relației cunoscute:

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}\cdot\frac{d_e}{d_i}+R_{di}\frac{d_e}{d_i}+\frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+R_{de}+\frac{1}{\alpha_e}}$$

(k se referă la tubul din oțel).

Pentru aer i?$_{de}$=0,0003—0,0004 m^2 °C/W (corespunde unității de arie de tub normal).

Coeficientul de convecție interior se calculează cu relațiile cunoscute, luîndu-se proprietățile fizice ale fluidului la temperatura medie aritmetică sau la temperatura calorică.

Coeficientul de convecție exterior (pentru aer), exprimat pe unitatea de arie exterioară a tuburilor normale, se stabilește cu relația:

$$\alpha_e=\alpha\frac{\varepsilon S_1+S_2}{S_e} \tag{3.84}$$

eS_1+S_2 reprezintă *aria echivalentă* exterioară a tuburilor (aria care ar schimba același flux termic, dacă suprafața aripioarelor ar avea o temperatură uniformă egală cu temperatura tubului liber dintre aripioare; cum temperatura în aripioare scade de la bază către vîrf, această arie este mai mică decît aria exterioară totală; aria vîrf ului aripioarelor se neglijează).

Aria fețelor laterale ale aripioarelor:

$$S_1=2\frac{\pi(D^2-d_e^2)}{4}n \quad [\mathrm{m^2/m}] \tag{3.85}$$

Aria tubului liber dintre aripioare:

$$S_2=\pi d_e(b-\delta)n \quad [\mathrm{m^2/m}] \tag{3.86}$$

Aria exterioară a tubului normal:

$$S_e=\pi d_e \quad [\mathrm{m^2/m}] \tag{3.87}$$

în care e este un coeficient de eficacitate (eficiență) a aripioarelor, care ține seamă de scăderea temperaturii în aripioare, de Ia bază către vîrf. El a fost stabilit analitic (relația fiind complicată și necesitînd pentru aplicare tabele auxiliare) și obișnuit se ia dintr-un grafic specific care exprimă corelația:

$$\varepsilon=f\left(\frac{D}{d_e};\ X=\frac{h}{\delta}\sqrt{2\frac{\alpha\delta}{\lambda_a}}\right)$$

în care X_a este conductivitatea termică a aripioarelor. Raportul $u.\S/X_a=Bi$ este criteriul lui Biot, care se deosebește de *Nu* prin faptul că *X* aparține solidului și nu fluidului.

Pentru domeniul practic $D/d_e=l,5\ldots 3$ și $X^2=0\ldots 1{,}5$, e poate fi calculat, cu rezultate foarte bune, cu relația:

$$\varepsilon=\frac{1}{1+\frac{1}{3}X^2\sqrt{D/d_e}} \tag{3.88}$$

e crește cu creșterea lui X_a (avantaj pentru aripioarele din aluminiu) și cu scăderea lui *h* {pentru *h* mic este însă mică aria de transfer), avînd valori cuprinse între 0 și 1.

Pentru a se ține seamă de imperfecțiunea contactului dintre aripioare și tub, se poate corecta s cu un factor de ordinul 0,95—1.

a existent în relațiile anterioare este coeficientul de convecție exterior (pentru aer), exprimat pe unitatea de arie echivalentă exterioară a tuburilor.

Pentru calculul lui a există mai multe relații criteriale stabilite experimental, dintre care cele mai importante vor fi prezentate în conare.

Relația *Robinson-Briggs:*

$$Nu=0{,}134Re^{0{,}681}\ Pr^{1/3}\left(\frac{b-\delta}{h}\right)^{0{,}2}\left(\frac{b-\delta}{\delta}\right)^{0{,}113} \tag{3.89}$$

Relația este de tip clasic pentru convecția forțată și conține suplimentar două simplexuri de natură geometrică.

în *Re* și *Nu* lungimea caracteristică este d_e. Viteza utilizată în *Re* corespunde secțiunii minime de curgere. Proprietățile fizice aparțin aerului și se iau la temperatura sa medie (eventual la temperatura calorică).

Relația *Cook:*

$$Nu=0{,}1378Re^{0{,}718}Pr^{1/3}\left(\frac{b-\delta}{h}\right)^{0{,}296} \tag{3.90}$$

Relația *Kuznețov:*

$$Nu=0{,}364Re^{0{,}68}Pr^{1/3}\left(\frac{\delta}{d_e}\right)^{0{,}3}\left(\frac{D}{d_e}\right)^{0{,}15} \tag{3.91}$$

Relațiile Cook și Kuznețov se aplică asemănător cu relația Robinson-Briggs.

Relația *Jameson:*

$$Nu=0{,}091Re^{0{,}724}Pr^{1/3} \tag{3.92}$$

Singura deosebire în aplicarea acestei relații, în raport cu relațiile anterioare, constă în faptul că în *Re* și *Nu* lungimea caracteristică utilizată este diametrul echivalent termic:

$$d_t=\frac{2(S_1+S_2)}{\pi n\,[4h+2(b-\delta)]} \tag{3.93}$$

In cazul în care se opresc ventilatoarele, transferul de căldură are loc prin convecție liberă și <x se calculează, pentru fasciculele de tuburi orizontale, cu următoarea relație:

$$Nu=0{,}201\left(GrPr\,\frac{b}{d_e}\right)^{1/3} \tag{3.94}$$

în care $Nu=\frac{\alpha d_m}{\lambda}$ și $Gr=\frac{d_m^3 g\beta\Delta t}{\nu^2}$

Diametrul mediu al aripioarelor are valoarea:

$$d_m=\frac{D+d_e}{2}$$

Proprietățile fizice ale aerului se pot lua la temperatura sa medie.

At reprezintă diferența dintre *temperatura* medie pe suprafața exterioară a tubului normal (ipj și temperatura medie a aerului *(t„).*

Dacă se neglijează rezistența termică a peretelui tubului normal, rezultă:

$$t_{pe}=t_{pi}=t_p-\frac{Q}{\alpha_i A_i}$$

în care t_p este temperatura medie a produsului din tuburi, deci:

$$\Delta t = t_p - t_a - \frac{Q}{\alpha_i A_i} \tag{3.95}$$

La convecția liberă, trecerea de la a la $<x_e$ se face în același mod ca și la convecția forțată.

In cazul convecției forțate a este de ordinul zecilor și a_e de ordinul sutelor, iar la convecția liberă a este de ordinul unităților și $<x_e$ de ordinul zecilor de $W/m^2 {}^{\circ}C$.

3.6.1.3. CALCULUL AERODINAMIC

Căderea de presiune pentru fluidul din tuburi se calculează la fel ca la schimbătoarele de căldură cu fascicul tubular în manta.

Principalele căderi de presiune ale aerului sînt: diferența de presiune dinamică realizată de ventilator Ap' și căderea de presiune cauzată de frecare la trecerea aerului prin fascicul Ap.

$$\Delta p' = \frac{\rho w^2}{2} \tag{3.96}$$

în care p este densitatea aerului la presiunea și temperatura atmosferică, iar *w* viteza aerului în secțiunea carcasei ventilatorului $7rD_v^2/4$ (se ține seamă de faptul că există mai multe ventilatoare).

Căderea de presiune cauzată de frecare în fascicul poate fi calculată cu diverse relații experimentale, dintre care cele mai importante sînt cele ce urmează.

Relația *Briggs—Young:*

$$\Delta p = \frac{18{,}93}{Re^{0{,}316}} N_s \rho w^2 \left(\frac{d_e}{s'}\right)^{0{,}927} \left(\frac{s'}{s}\right)^{0{,}515} \tag{3.97}$$

Relația *Antufiev — Beleţki:*

$$\Delta p = \frac{0{,}99}{Re^{0{,}24}} N_s \rho w^2 \left(\frac{d_e}{b}\right)^{0{,}72} \tag{3.98}$$

In aceste două relații, viteza corespunde secțiunii minime de curgere, iar lungimea caracteristică în *Re* este d_e.

Relația *Gunter—Shaw:*

$$\Delta p = \frac{0{,}563}{Re^{0{,}146}} N_s \rho w^2 \left(\frac{s'}{d_h}\right)^{0{,}6} \tag{3.99}$$

Relația *Mirkovic:*

$$\Delta p = \frac{3{,}96}{Re^{0{,}31}} N_s \rho w^2 \left(\frac{s'-d_e}{d_e}\right)^{0{,}14} \left(\frac{d_e}{s-d_e}\right)^{0{,}18} \left(\frac{nh}{1-n\delta}\right)^{0{,}2} \tag{3.100}$$

în aceste ultime două relații, lungimea caracteristică utilizată în *Re* este diametrul echivalent hidraulic:

$$d_h = \frac{\left[\frac{\pi d_e^2}{4} N_t - \frac{\pi (D^2 - d_e^2)}{4} \delta n N_t\right]}{N_t (S_1 + S_2)} \tag{3.101}$$

Diferența de presiune totală compensată de ventilator este:

$$\Delta p_t = C(\Delta p + \Delta p') \qquad (3.102)$$

Factorul C=1,2 ... 1,3 ține seamă și de celelalte căderi de presiune existente (în difuzor, în serpentina de încălzire, în jaluzele etc).

AP(este de ordinul de mărime 150 ... 250 N/m^2.

Puterea consumată de ventilatoare (relație omogenă):

$$P = \frac{\Delta p_t m}{\rho \eta_v \eta_t} \qquad (3.103)$$

în care: m/p este debitul volumic de aer în condițiile din ventilator (atmosferice). Randamentul ventilatorului ^=0,65 ... 0,75, iar randamentul transmisiei *)$_t$=0,85 ... 0,95. Se stabilește puterea necesară a motorului electric pentru un singur ventilator, prevăzîndu-se și o rezervă de putere (motoarele utilizate au obișnuit puteri de ordinul 10 ... 30 kW).

în anexa 6 este prezentat un exemplu de dimensionare a unui răcitor cu aer, iar în anexa 7 metodici de calcul pentru alte schimbătoare cu suprafață extinsă.

3.7. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURA PRIN CONTACT DIRECT

In industria petrochimică și în unele domenii colaterale se întîlnesc diverse procese și aparate de transfer de căldură prin contact direct între două fluide, dintre care cele mai importante sînt enumerate în cele ce urmează.

în instalațiile tehnologice și în centralele de termoficare anexate combinatelor se întîlnesc frecvent turnuri de răcire a apei de recirculare. în aceste aparate, apa caldă provenită de la răcitoare și condensatoare este răcită prin contact direct cu aerul atmosferic, în contracurent.

La unele instalații se utilizează pentru răcirea unor efluenți gazoși coloane de răcire cu apă (eventual cu un alt lichid), prin contact direct în contracurent (scrubere). Coloanele sînt prevăzute cu umplutură și, pe lingă răcirea gazelor, pot realiza eventual și absorbția sau condensarea unor componenți.

Condensarea vaporilor de apă dintr-un amestec abur-gaze necondensabile (aer) se poate face prin contact direct cu apa. Astfel de procese se întîlnesc obișnuit la sisteme sub vid, aparatele corespunzătoare fiind condensatoare barometrice de amestec.

Răcirea unor fracțiuni petroliere lichide se poate face prin contact direct cu apa, fracțiunea petrolieră fiind dispersată în picături, care se deplasează ascensional printr-o coloană cu apă, apa circulînd în contracurent cu o viteză foarte mică.

Se mai cunosc și alte procese de transfer de căldură prin contact direct între două lichide nemiscibile, în care caz au loc și transformări de fază. Un procedeu de obținere a apei industriale din apă de mare constă în introducerea într-un ulei fierbinte a picăturilor de apă, care se vaporizează, sărurile depunîndu-se în stratul de ulei. Solidificarea bitumului sub formă de granule se poate obține prin scurgerea bitumului cald din instalație, în picături, într-o coloană cu apă.

In toate aparatele de transfer de căldură prin contact direct apar şi procese de transfer de masă, de mai mică sau de mai mare importanţă.

în continuare, se va discuta mai pe larg problema răcirii apei de recirculare în turnuri de răcire şi foarte pe scurt alte procese şi aparate de transfer de căldură prin contact direct între două fluide.

3.7.1. TURNURI DE RĂCIRE A APEI DE RECIRCULARE

Multe instalaţii tehnologice din rafinării şi combinate petrochimice, mari consumatoare de apă de recirculare, sînt înzestrate cu turnuri de răcire a apei proprii (cracarea catalitică etc.) Chiar dacă tehnologul de petrol nu proiectează turnuri de răcire a apei de recirculare, este bine ca el să cunoască aspectele constructiv-funcţionale ale acestora.

In turnurile de răcire apa vine în contact direct cu aerul atmosferic şi transferul de căldură este însoţit şi de un proces de transfer de masă (evaporarea parţială a apei în curentul de aer). Ca urmare, înainte de a se analiza schimbul de căldură din turnurile de răcire, este necesar să se prezinte pe scurt proprietăţile aerului umed şi noţiunile de bază ale transferului de masă.

3.7.1.1. PROPRIETĂŢILE AERULUI UMED

Aerul atmosferic conţine întotdeauna (deci şi la temperaturi sub 0°C) o cantitate însemnată de vapori de apă şi în unele cazuri chiar şi apă în stare lichidă (ceaţă). In prezenţa aerului, transformarea apei în vapori este posibilă la temperaturi mai mici decît temperatura de fierbere corespunzătoare presiunii atmosferice. Spre deosebire de fierbere, acest fenomen *(evaporarea)* este de natură superficială, transformarea de fază avînd loc numai la interfaţa apă-aer. In atmosfera clară, în mod obişnuit, presiunea parţială a vaporilor este mai mică decît presiunea corespunzătoare fierberii la temperatura atmosferică (aerul nu este saturat cu vapori de apă). Cînd presiunea parţială a vaporilor de apă este egală cu presiunea de vapori a apei la temperatura respectivă, aerul este saturat cu vapori de apă (starea aceasta se numeşte şi *punct de rouă,* pentru că o scădere oricît de mică a temperaturii este însoţită de o condensare parţială a vaporilor). Cînd temperatura aerului saturat cu vapori de apă scade, o parte din vapori condensează formînd ceaţă, iar vaporii rămaşi asigură o presiune parţială egală cu presiunea de vapori a apei la noua temperatură. Aerul umed este întîlnit în diverse tipuri de instalaţii: turnuri pentru răcirea apei, instalaţii de uscare, răcitoare şi condensatoare de suprafaţă cu aer, instalaţii de condiţionare a aerului etc.

Conţinutul de vapori de apă al aerului se exprimă fie prin umiditatea absolută, fie prin umiditatea relativă.

Prin *umiditate absolută* se înţelege raportul dintre masa vaporilor de apă şi masa aerului uscat corespunzător:

$$x = \frac{m_v}{m_a} = \frac{18\,n_v}{29\,n_a} = 0{,}622\,\frac{n_v}{n_a}\left[\frac{\text{kg vapori}}{\text{kg aer uscat}}\right],$$

în care *n* reprezintă numărul de kmol.

Conform legii lui Dalton (presiunile parţiale sînt proporţionale cu cantităţile molare), se poate scrie şi:

$$x=0{,}622\,\frac{p_v}{p_a}=0{,}622\,\frac{p_v}{p-p_v}, \qquad (3.104)$$

în care p_v este presiunea parţială a vaporilor de apă, iar p presiunea totală a aerului umed.

Prin *umiditate relativă* se înţelege raportul dintre cantitatea de vapori conţinuţi de aerul umed şi cantitatea maximă (la saturaţie) de vapori care pot fi conţinuţi, în condiţiile de temperatură şi presiune totală existente:

$$\varphi=\frac{m_v}{m_{v,s}}=\frac{p_v}{p_{v,s}}=\frac{x}{x_s}.$$

Observîndu-se că $p_v=\varphi P_{v,s}$, între umiditatea absolută şi cea relativă se poate scrie următoarea relaţie:

$$x=0{,}622\,\frac{p_{v,s}}{p-\varphi p_{v,s}}. \qquad (3.105)$$

Pornindu-se de la relaţiile:

$$y_v+y_a=1 \text{ şi } \frac{y_v}{y_a}=\frac{n_v}{n_a}=\frac{x}{0{,}622},$$

în care y reprezintă fracţia molară, se stabileşte uşor expresia masei molare medii a aerului umed:

$$M=\Sigma(M_i y_i)=29-11\,\frac{x}{0{,}622+x}. \qquad (3.106)$$

Conform legii gazelor perfecte, masa specifică a aerului umed va fi:

$$\rho=\frac{pM}{RT}=\frac{p10^5}{8\,314\,T}\left(29-11\,\frac{x}{0{,}622+x}\right)\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]. \qquad (3.107)$$

în care p se introduce în bar.

Entalpia unui kg de aer umed se exprimă prin relaţia (entalpia aerului uscat se exprimă în raport cu faza gazoasă, iar entalpia valorilor de apă în raport cu faza lichidă, ambele la 0°C):

$$i=\frac{1}{1+x}\,i_a+\frac{x}{1+x}\,i_v=\frac{1}{1+x}\,c_{pa}t+\frac{x}{1+x}\,[c_{apă}t_s+r_{t_s}+c_{pv}(t-t_s)].$$

Dacă se admite că temperatura de saturaţie $i_s=0$°C, această relaţie se simplifică la forma:

$$i=\frac{1}{1+x}\,c_{pa}t+\frac{x}{1+x}\,(r_{0°C}+c_{pv}t). \qquad (3.108)$$

In domeniul temperaturilor practice se pot admite:

$$\begin{aligned} &c_{pa}\approx 1{,}005\,[\text{kJ/kg°C}];\\ &r_t\approx 2\,500-2{,}3t\,[\text{kJ/kg}];\\ &c_{pv}\approx 1{,}88\,[\text{kJ/kg°C}]. \end{aligned} \qquad (3.109)$$

In consecință, relația pentru calcularea entalpiei aerului umed este următoarea:

$$i=\frac{1}{1+x}\,[1{,}005\,t+x(2\,500+1{,}88\,t)]\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg aer umed}}\right] \qquad (3.110)$$

în figura 3.40 este redată o diagramă, din care se poate citi, în funcție de t și x, entalpia aerului umed, raportată însă la un kg de aer uscat:

$$i'=i(1+x) \quad [\text{kJ/kg aer uscat}]. \qquad (3.111)$$

în această diagramă este trasată și o familie de curbe <p—ct (admițîndu-se că presiunea totală este egală cu presiunea normală atmosferică). Corelarea lui qp cu x, p și t (prin intermediul lui p_{Vrs}) se face prin relația:

$$\varphi=\frac{x}{x_s}=\frac{x}{0{,}622\,\frac{p_{v.s}}{p-p_{v.s}}} \qquad (3.112)$$

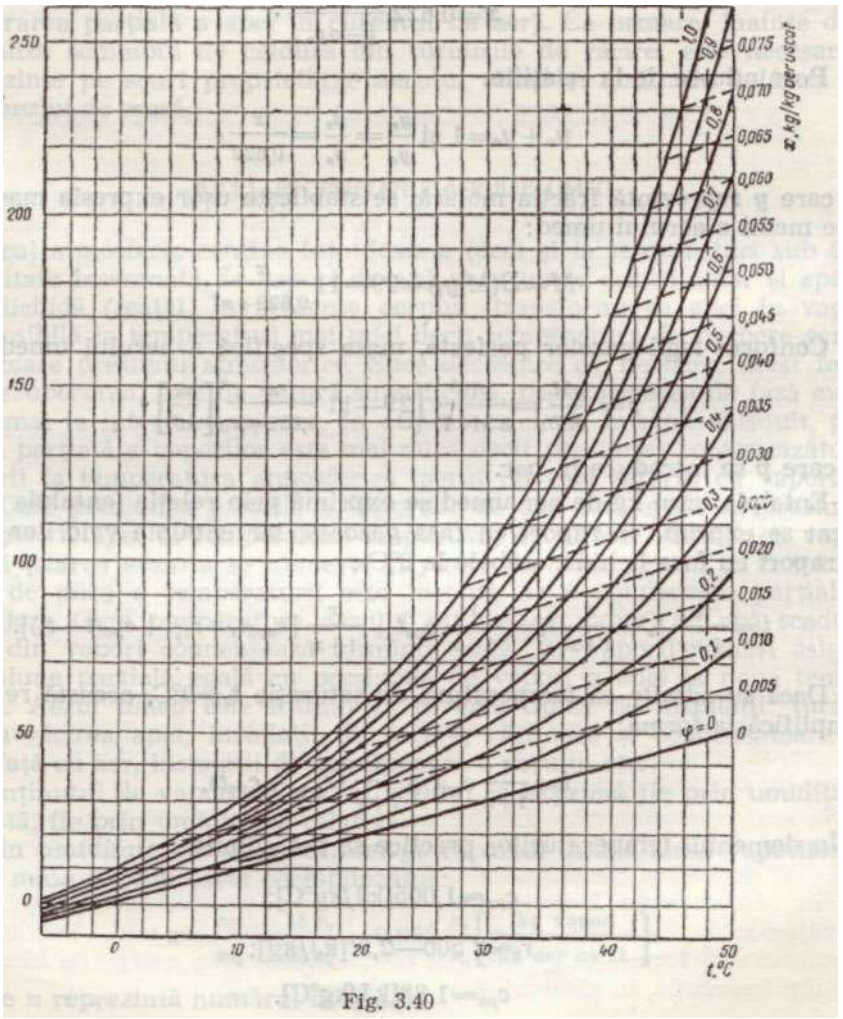


Fig. 3.40

Mai multe diagrame de tipul celei redate în figura 3.40, construite pentru diverse valori ale lui p și conținînd eventual și curbe de p=ct, [conform relației 3.107], sînt suficiente pentru rezolvarea problemelor de aer umed (citirea proprietăților aerului umed și reprezentarea proceselor aerului umed).

Determinarea experimentală a umidității aerului se efectuează cu ajutorul *higrometrelor* (indicatoare) sau a *higrografelor* (înregistratoare). Îligrometrele sînt de foarte multe tipuri: cu fir de păr (simple sau electrice), bazate pe proprietatea firului de păr de a se alungi odată cu creșterea umidității, cu condensație, cu adsorbție, aparate cu care se determină temperatura punctului de rouă, aparate optice (care utilizează banda de absorbție în infraroșu a vaporilor de apă), aparate electrolitice (care măsoară rezistența electrică a unei pelicule de electrolit higroscopic), higrometre cu evaporare (cu aspirație sau electrice) etc.

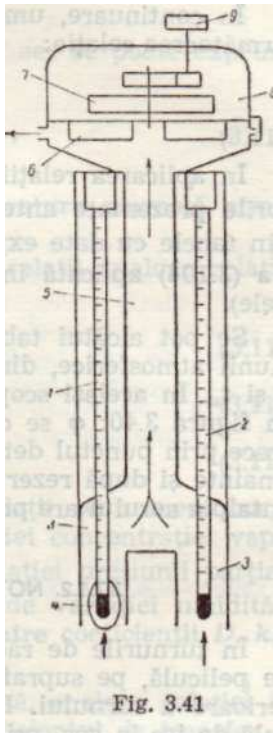


Fig. 3.41

Psihrometrul, unul dintre cele mai precise și mai utilizate higrometre, este un higrometru cu evaporare și aspirație. El se compune din două termometre cu mercur (fig. 3.41; *1* — termometru umed, *2* — termometru uscat, *3* — tuburi de aspirație, *4* — tifon, 5 — tub central, *6* — ventilator, 7 — resort, *8* — carcasă cu fante de refulare, *9* - - cheie pentru resort), unul avînd rezervorul înfășurat cu tifon (sau vată), care se udă înaintea fiecărei determinări. Pe lîngă rezervoarele celor două termometre, se aspiră cu o anumită viteză, cu ajutorul unui ventilator, aerul atmosferic. După pornirea ventilatorului, se constată că temperatura indicată de termometrul umed scade rapid și apoi se menține constanta. Umiditatea aerului poate fi calculată în funcție de cele două temperaturi caracteristice (temperatura indicată de termometrul uscat t și temperatura indicată de termometrul umed t_u) și de presiunea atmosferică.

Se poate admite că, prin schimbul de căldură existent între aerul atmosferic și tifonul ud care îmbracă rezervorul termometrului umed, se ajunge la egalizarea temperaturilor, adică temperatura aerului care părăsește tifonul ud este egală cu t_u și că acest aer este saturat cu vapori de apă. In starea de echilibru (temperatura indicată de termometrul umed se menține constantă), căldură cedată prin răcirea sa de către aerul umed inițial este egală cu căldura consumată pentru vaporizarea parțială a apei din tifon. Acest lucru se poate exprima prin relația:

$$c_{pa}(t-t_u)+xc_{pv}(t-t_u)=(x_s,\ t_u-x)r_{tu},$$

din care rezultă expresia umidității absolute:

$$x=\frac{x_{s,t_u}\,r_{t_u}-c_{pa}(t-t_u)}{c_{pv}(t-t_u)+r_{t_u}}. \qquad (3.113)$$

In continuare, umiditatea relativă a aerului poate fi exprimată prin următoarea relaţie:

$$\varphi = \frac{x_{s,\,t_u} r_{t_u} - c_{p_a}(t - t_u)}{x_{s,\,t}[c_{p_v}(t - t_u) + r_{t_u}]}. \qquad (3.114)$$

In aplicarea relaţiilor (3.113) şi (3.114) c_{Va} şi c_{Pc} se înlocuiesc cu valorile prezentate anterior, r_{tu} se calculează cu relaţia 3.109) (sau se ia din tabele cu date experimentale), iar x_s, t_u şi $x_{s>t}$ se calculează cu relaţia (3.104) aplicată în condiţii de saturaţie (valorile $p_{„\,s}$ se iau din tabele).

Se pot alcătui tabele sau diagrame, pentru anumite valori ale presiunii atmosferice, din care să se citească, de exemplu, cp în funcţie de t şi $t_{„}$. în acelaşi scop, se pot utiliza şi diagramele de tipul celei redate în figura 3.40: cp se citeşte în punctul de intersecţie al izentalpicei care trece prin punctul determinat de izoterma t_u şi curba cp=l, cu izoterma t (înainte şi după rezervorul înfăşurat cu tifon ud al termometrului umed, entalpia aerului are practic aceeaşi valoare).

3.7.1.2. NOŢIUNILE DE BAZĂ ALE TRANSFERULUI DE MASA

In turnurile de răcire apa caldă se scurge de sus în jos, sub formă de peliculă, pe suprafaţa unei umpluturi care este plasată în partea inferioară a turnului. Datorită tirajului existent, aerul (fluidul rece) circulă de jos în sus, prin stratul de umplutură, pe lîngă suprafaţa peliculei de apă.

în figura 3.42 este schiţată o asemenea imagine a circulaţiei fluidelor, pe care sînt trecuţi şi principalii parametri ai sistemului.

Temperatura apei (fluidul cald) este notată cu $t_{c>}$ iar temperatura aerului cu t_r. La distanţa S de suprafaţa peliculei de apă, aerul are umiditatea absolută x, căreia îi corespund presiunea parţială a vaporilor p_c şi concentraţia vaporilor C_v [kg/m^3]. într-un strat infinit subţire de aer din vecinătatea peliculei de apă, umiditatea absolută este practic egală cu $x_{s>}$ t_c (umiditatea de saturaţie la temperatura t_c), căreia îi corespund $p_{c,\,Si\,,c}$ şi $C_{Vf\,s>\,tc}$. Vaporii de apă din zona în care concentraţia lor este maximă sînt obligaţi să difuzeze prin aer, spre zona în care concentraţia lor este minimă.

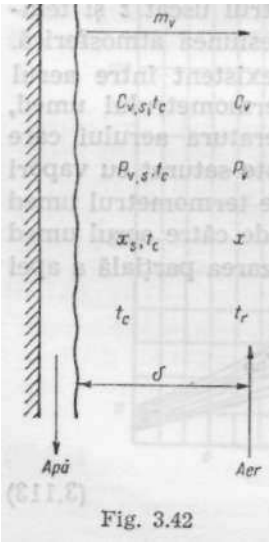


Fig. 3.42

Debitul de vapori care difuzează prin aer, între două zone în care concentraţia lor este diferită, se poate exprima prin *relaţia lui Fick,* analogă relaţiei lui Fourier a transmiterii căldurii prin conductie:

$$m_v = \frac{D}{\delta} A \Delta C_v. \qquad (3.115)$$

în această relaţie A este aria suprafeţei peliculei de apă. Coeficientul de proporţionalitate $D[m^2/s]$ poartă numele de *coeficient de difuzie* şi valoarea

sa se determină experimental (ea depinde de natura componenților, de temperatură și de presiune).

Coeficientul de difuzie a vaporilor de apă prin aer se poate exprima prin relația experimentală:

$$D=2{,}53\cdot 10^{-5}\,\frac{p_N}{p}\left(\frac{T}{T_N}\right)^{1{,}81}\quad\left[\frac{\mathrm{m}^2}{\mathrm{s}}\right], \tag{3.116}$$

în care p_N și T_N sînt presiunea, respectiv temperatura normală atmosferică.

Transferul de masă poate fi exprimat și prin relații analoge relației lui Newton, a transmiterii căldurii prin convecție:

$$m_v=k_{C_v}A\,\Delta C_v; \tag{3.117}$$

$$m_v=k_{p_v}A\,\Delta p_v; \tag{3.118}$$

$$m_v=k_x\,A\,\Delta x. \tag{3.119}$$

Coeficienții de proporționalitate din aceste relații se numesc *coeficienți de transfer de masă* (k_{Cv} corespunde variației concentrației vaporilor și are dimensiunile m/s; kp_v corespunde variației presiunii parțiale a vaporilor și are dimensiunile s/m; k_x corespunde variației umidității absolute a aerului și are dimensiunile kg/m^2-s). între coeficienții D, k_{Cv}, k_{Vv} și k_x se pot stabili diverse relații specifice.

Dintre cele trei relații ale transferului de masă, analoge relației lui Newton, mai des utilizată este relația (3.117). Coeficientul de transfer de masă k_{Cu} se poate calcula cu ajutorul unor relații criteriale, analoge cu relațiile pentru calcularea coeficientului de convecție. In cazul circulației forțate, aceste relații sînt, în mod obișnuit, de forma generală:

$$Sh=C\,Re^m\,Sc^n, \tag{3.120}$$

în care *criteriile Sherwood și Schmidt* (corespunzătoare criteriilor *Nu* și, respectiv, *Pr)* au expresiile

$$Sh=\frac{k_{c_v}\,l}{D}\quad\text{și}\quad Sc=\frac{\nu}{D},$$

în care l este o lungime caracteristică (D este corespunzător lui X). Criteriul Reynolds are expresia cunoscută:

$$Re=\frac{lw}{\nu}.$$

în cazul turnurilor de răcire se preferă calcularea transferului de masă cu ajutorul relației (3.119). în această situație, în relația (3.120) criteriul *Sh* are expresia:

$$Sh=\frac{k_x l}{D\rho}.$$

Coeficientul de transfer de masă k_x poate fi corelat cu coeficientul de convecție ce printr-o relație simplă, stabilită de W. K. Lewis.

Pentru un sistem dat, în care există și transfer de căldură și transfer de masă, avîndu-se în vedere analogia dintre aceste două procese, se pot scrie următoarele relații:

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = C\left(\frac{lw}{\nu}\right)^m \left(\frac{\nu \rho c_p}{\lambda}\right)^n;$$

$$\frac{k_x l}{D\rho} = C\left(\frac{lw}{\nu}\right)^m \left(\frac{\nu}{D}\right)^n,$$

în care *C, m* și *n* au corespunzător aceleași valori. Pentru calcularea lui k_x, la curgerea aerului în lungul unei pelicule plane de apă, se poate utiliza relația corespunzătoare a transferului de căldură prin convecție, în care *Nu* se înlocuiește cu *Sh,* iar *Pr* cu *Se.*

Dacă *Pr=Sc,* implicit și *Nu=Sh* (Re are aceeași valoare în cele două relații) și rezultă în plus și următoarele egalități:

$$\frac{\nu \rho c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{D}; \quad D = \frac{\lambda}{\rho c_p};$$

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = \frac{k_x l}{D\rho}; \; k_x = \frac{\alpha D \rho}{\lambda}.$$

Inlocuindu-se *D* în expresia lui k_x, rezultă *legea lui Lewis:*

$$k_x = \frac{\alpha}{c_p}. \qquad (3.121)$$

Această lege poate fi stabilită și jprin analiza proceselor de transfer de căldură și de transfer de masă, care au loc la un termometru umed. Ea nu este riguros verificată de datele experimentale.

3.7.1.3. SCHIMBUL DE CĂLDURA IN TURNURILE DE RĂCIRE

în figura 3.43 este reprezentată schema de principiu a unui turn de răcire. In partea inferioară a turnului se găsește stratul de umplutură (grătare din șipci de lemn suprapuse, piese de ceramică sau azbociment fasonate special etc.) pe care se scurge, sub formă de peliculă, apa care trebuie răcită (suprafața umpluturii constituie suprafața de transfer). Apa caldă este inițial dispersată în picături deasupra umpluturii. Partea superioară a turnului este în fond coșul, care realizează tirajul natural (la turnurile de răcire cu tiraj forțat, coșul este mult mai mic și conține un ventilator, acționat cu motor electric). Din stratul de umplutură, apa se scurge într-un bazin plasat sub turn, de unde în continuare este pompată la utilizatori. Aerul atmosferic pătrunde în stratul de umplutură prin partea in-

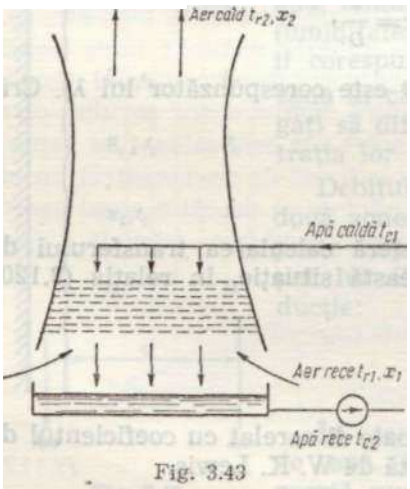


Fig. 3.43

ferioară a turnului și circulă prin acesta forțat (datorită tirajului) în contracurent cu apa. Umiditatea aerului cald care părăsește turnul este mai mare decît cea a aerului care pătrunde în turn.

Notînd cu -S aria secțiunii transversale a turnului în zona umpluturii și cu *s* suprafața specifică a umpluturii [m^2/m^3], pentru o înălțime elementară a stratului de umplutură *dh,* căldura schimbată prin convecție între apă și aer, în unitatea de timp, va fi:

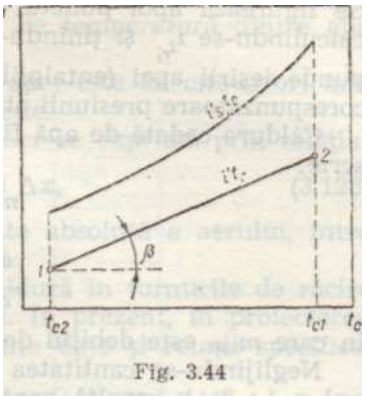


Fig. 3.44

$$dQ_c=\alpha\, dA(t_c-t_r)=\alpha s\, S\, dh(t_c-t_r).$$

Cantitatea de vapori de apă care difuzează, în imitatea de timp, de la suprafața peliculei de apă către curentul de aer, se poate exprima asemănător prin relația:

$$dm_v=k_x\, dA(x_{s,\,t_c}-x)=k_x\, s\, S\, dh(x_{s,\,t_c}-x).$$

Cantitatea de apă care se vaporizează este egală cu cantitatea de vapori de apă care difuzează în curentul de aer și deci căldura cedată de apă, prin vaporizarea sa parțială, se poate scrie:

$$dQ_v=dm_v r=k_x\, s\, S\, dh(x_{s,\,t_c}-x)r.$$

Căldura totală schimbată între apă și aer va fi:

$$dQ=dQ_c+dQ_v=s\, S\, dh[\alpha(t_c-t_r)+k_x r(x_{s,\,t_c}-x)]. \qquad (3.122)$$

Ținîndu-se seamă de legea lui Lewis, expresia lui dQ se poate modifica astfel:

$$dQ=k_x\, s\, S\, dh[c_p(t_c-t_r)+r(x_{s,\,t_c}-x)]=$$
$$=k_x\, s\, S\, dh[(c_p\, t_c+rx_{s,\,t_c})-(c_p\, t_r+rx)].$$

Paranteza acestei relații este practic egală cu $(i_{St}-i'_r)$ (c_p se referă la aer; căldura sensibilă a vaporilor este neglijabilă în raport cu căldura latentă de vaporizare; diferența entalpiilor nu depinde de originea acestora) și în consecință se poate scrie:

$$dQ=k_x\, s\, S\, dh(i'_{s,\,t_c}-i'_{t_r})=m_a di'_t,$$

în care m_a este debitul de aer, iar $\check{a}i'_t$ creșterea elementară a entalpiei specifice a aerului, sau:

$$\frac{k_x s S}{m_a}\int_0^h dh=\int_{i'_1}^{i'_2}\frac{di'_{t_r}}{i'_{s,\,t_c}-i'_{t_r}} \qquad (3.123)$$

Integrala entalpiilor din această relație, stabilită de către F. Merkel, poate fi rezolvată printr-o metodă grafică aproximativă. într-o diagramă $i'-t_c$ (fig. 3.44) se trasează inițial curba i'_{st} în funcție de t_c, prin calcul.

Se figurează apoi punctul *1,* corespunzător aerului atmosferic *(x_u t_{r1}),* calculîndu-se i'_t și ținîndu-se seamă de faptul că intrarea aerului corespunde ieșirii apei (entalpiile necesare se pot lua și din diagrama *i'—t* corespunzătoare presiunii atmosferice respective).

Căldura cedată de apă fiind egală cu căldura preluată de aer, se poate scrie:

$$m_{apă}\, c_{apă}\, dt_r = m_a di'_{t_r};$$

$$\frac{di'_{t_r}}{dt_r} = \frac{m_{apă} c_{apă}}{m_a} = \operatorname{tg} \beta, \qquad (3.124)$$

in care *mapă* este debitul de apa și *Capă* căldura specitica a apei.

Neglijîndu-se cantitatea de apă vaporizată (obișnuit ea este de ordinul a 1—3o/$_0$), rezultă pentru P o valoare constantă și deci i'_r variază liniar cu t_c (debitele și căldura specifică sînt admise constante).

Se calculează P, admițîndu-se valoarea lui m_a, și se trasează dreapta *1*—2. Citindu-se din diagramă valoarea i'_t și admițîndu-se că aerul este saturat cu vapori de apă la ieșirea din turn, rezultă și valoarea lui t_{r2}.

Relația (3.123) poate fi scrisă sub forma

$$h = \frac{m_a}{k_x s S} \cdot \frac{i'_{t_{r_2}} - i'_{t_{r_1}}}{(i'_{s,\, t_c} - i'_{t_r})_m}, \qquad (3.125)$$

care permite calcularea înălțimii necesare a stratului de umplutură ce asigură schimbul de căldură urmărit. Valoarea medie a diferenței $('s, t_c^{-} - h_f)$ se obține din diagrama trasată (se însumează valorile acestei diferențe, citite la intervale egale At_c, între t_{c2} și t_n, și rezultatul se împarte la numărul citirilor făcute).

Datele inițiale, necesare dimensionării unui turn de răcire, sînt următoarele: t_{ri}, x_u *p, mapă,* fcj Și t_{c2} (limita teoretică a lui t_{c2} este temperatura termometrului umed corespunzătoare aerului atmosferic). Alegîndu-se tipul de umplutură, se cunosc suprafața specifică s (de ordinul zecilor de m^2/m^3) și raportul între secțiunea liberă a umpluturii și secțiunea totală a turnului (egală cu 0,5 .. . 0,9 *m²/va²).* Cantitatea specifică de aer este cuprinsă practic între 0,5 și 1,5 kg aer/kg apă, iar viteza aerului în secțiunea liberă a umpluturii este de ordinul 1 ... 4 m/s (valori mici la turnurile cu tiraj natural). Teoretic, conform legii lui Lewis, $u/k_x c_p$—*l,* însă practic acest raport are, în cele mai multe cazuri, valori apropiate de 1,1. Coeficientul de convecție are valori cuprinse între 10 și 50 W/m².°C (valori mici la turnurile cu tiraj natural), iar coeficientul de transfer de masă, între 0,010 și 0,045 kg/m²-s. Prin calculul termic, în final trebuie să se stabilească înălțimea necesară a stratului de umplutură (calculul termic este urmat de calculul aerodinamic).

Căldura schimbată global, în unitatea de timp, în turnurile de răcire se calculează cu relația:

$$Q = m_a(i'_{t_{r_1}} - i'_{t_{r_2}}) \approx m_{apă}\, c_{apă}(t_{c1} - t_{c2}), \qquad (3.126)$$

iar căldura schimbată numai prin convecție, cu legea lui Newton:

$$Q_c = \alpha A\, \Delta t = \alpha s\, S\, h\, \Delta t, \qquad (3.127)$$

în care At este diferența medie logaritmică de temperatură dintre apă și aer.

Fluxul termic schimbat prin vaporizarea apei este de cîteva ori mai mare decît fluxul termic schimbat prin convecție.

Debitul de apă evaporată în curentul de aer se exprimă prin relația:

$$m_v = m_a(x_2 - x_1) \approx k_x A \Delta x, \qquad (3.128)$$

în care Ax este diferența medie de umiditate absolută a aerului, între pelicula de apă și curentul de aer.

Cele expuse cu privire la schimbul de căldură în turnurile de răcire au avut ca scop principal analiza procesului. în prezent, în proiectarea turnurilor de răcire, se utilizează foarte multe date și relații specifice, stabilite pe cale experimentală.

înainte de a se încheia acest paragraf despre turnurile de răcire a apei de recirculare, se mai prezintă cîteva noutăți în temă.

S-a studiat evitarea formării cetii deasupra turnurilor de răcire (poluare), ajungîndu-se la concluzia că acest lucru este posibil, dar numai cu consum de energie. Prin încălzirea în partea superioară a turnului a aerului evacuat, prin intermediul mai multor flăcări mici sau al unei serpentine cu abur (tuburi nervurate), se poate obține situația ca dispersia vaporilor de apă să fie mai rapidă decît condensarea lor.

Pentru că pierderile de apă prin evaporare în turnurile de răcire sînt importante și deci trebuie permanent adăugată apă tratată în circuit, s-au construit și turnuri de răcire, cu tiraj natural sau forțat, cu schimb de căldură de suprafață, apa circulînd printr-un fascicul de tuburi cu aripioare.

Cercetări și mai recente au dus la concluzia că cel mai economic sistem de răcire a apei de recirculare constă în utilizarea unor schimbătoare de căldură cu plăci, în care apa de recirculare este răcită cu apă netratată în circuit deschis (apă de mare, de lac etc). Aceste răcitoare sînt simple constructiv și lucrează cu coeficienți de transfer ridicați și diferențe medii de temperatură foarte mici (sub 10°C).

3.7.2. ALTE TIPURI DE SCHIMBĂTOARE PRIN CONTACT DIRECT

în figura 3.45 este redată schema de principiu a unui tip de condensator barometric de amestec, în cascadă, care realizează condensarea aburului cu ajutorul apei recirculare, sub vid. Aburul inițial are și un conținut mic de gaze necondensabile (aer), iar gazele evacuate spre ejector sînt saturate cu vapori de apă. în schemă sînt trecute pentru exemplificare și temperaturile corespunzătoare unui caz concret. Evacuarea apei din coloana de contactare trebuie să se facă prin intermediul unei coloane (picior) barometrice.

Coloana de contactare este prevăzută cu șicane segment de cerc, apa de răcire căzînd în cascadă de pe o șicană pe alta. Amestecul abur-gaze circulă ascendent, vine în contact cu pînza de apă de răcire și are loc condensarea aburului.

Debitul apei de răcire se stabilește prin bilanț termic. Diametrul coloanei de contactare se fixează pentru sarcina maximă de vapori, admi-

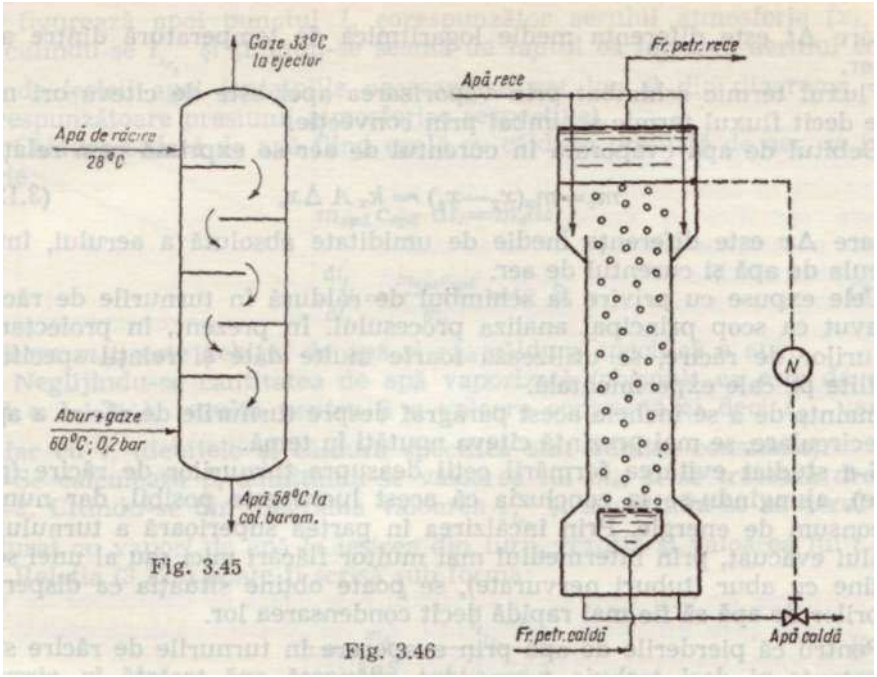


Fig. 3.45 Fig. 3.46

ţîndu-se o viteză în secţiunea totală de 15—30 m/s. Se utilizează şicane cu înălţimea relativă *h/Di=0,55*—0,60, distanţate la 0,5 ... 0,6 m. Există relaţii empirice prin care se stabilesc viteza de cădere şi grosimea medie a pînzei de apă şi în final numărul de şicane necesare contactării. De asemenea, există relaţie şi pentru stabilirea înălţimii coloanei barometrice.

Transferul de căldură gaz-lichid prin contact direct, în contracurent, se face în majoritatea cazurilor în coloane cu umplutură (de exemplu, cu inele Raschig), la care trebuie să se evite înecarea sau fluidizarea umpluturii.

în astfel de cazuri, coeficientul de transfer de căldură poate fi calculat, de exemplu, cu următoarea relaţie eriterială:

$$Nu=0{,}01(Re_g Re_l)^{0,7} \cdot Pr_g^{1/3} \qquad (3.129)$$

în care criteriile de similitudine au expresiile

$$Nu=\frac{\alpha d_{ec}}{\lambda_g}; \quad Re_g=\frac{4w_g}{s\nu_g}; \quad Re_l=\frac{4U>;}{s\nu_l}$$

$d_{ec}=z4: E/S$ reprezintă diametrul echivalent; s — porozitatea stratului de umplutură; s — suprafaţa specifică a umpluturii, m^2/m^3; w_g şi wi — vitezele celor două fluide, calculate pentru întreaga secţiune a coloanei.

Valorile rezultate pentru a sînt de ordinul zecilor de W/m^2 °C.

în figura 3.46 este prezentată schema de principiu a unui răcitor de fracţiune petrolieră cu apă, prin contact direct în contracurent. Fracţiunea petrolieră caldă este dispersată, în picături relativ mari, în partea inferioară a coloanei de contactare (fără umplutură). Picăturile au o mişcare ascendentă, din cauza diferenţei dintre densităţile fazelor, prin stratul de apă (faza continuă) care coboară cu o viteză foarte mică. Fracţiunea petrolieră rece se acumulează în partea superioară a coloanei, inter-

fața apă-fracțiune menținîndu-se la un nivel constant prin reglarea debitului de apă caldă evacuată. Un astfel de răcitor prezintă: simplitate constructivă, economie de metal, coeficient global de transfer ridicat, suprafață specifică de contact mare, lipsa necesității curățirii periodice și posibilitatea de a se obține pentru diferența de temperatură de la capătul rece al aparatului o "valoare de 1 . . .2°C. Se lucrează obișnuit cu apă recirculată, nu au loc emulsionări, dar crește puțin conținutul de apă dizolvată în fracțiunea petrolieră (în rezervorul de depozitare se stabilește însă un echilibru cu umiditatea aerului atmosferic).

Lucrîndu-se cu fracțiuni de natura petrolului și motorinei, cu diametre de picături $d=A$—9,6 mm și cu valori Re=400—1 200, s-a obținut următoarea relație pentru calcularea coeficientului de transfer de căldură:

$$Nu=1{,}615\cdot 10^{-9}\ Re^{2,7}Pr_d^{1,333}Pr_c^{0,333}\frac{\nu_c}{\nu_d}\left(\frac{\Delta t_d}{\Delta t}\right)^{1,5} \qquad (3.130)$$

în care criteriile de similitudine au expresiile (indice c pentru faza continuă și indice d pentru faza dispersă):

$$Nu=\frac{kd}{\lambda_d};\qquad Re=\frac{dw}{\nu_c}$$

w reprezintă viteza relativă a picăturilor în raport cu apa (apa coboară cu 0,2—1,5 mm/s, iar picăturile urcă cu 100—150 mm/s).

Pentru că sînt prezente în serie două moduri de transfer de căldură prin convecție (în exteriorul și în interiorul picăturilor), coeficientul de transfer este global și s-a notat cu k. El are valori de ordinul 300—1 200 W/m^2 °C (sensibil mai mari ca la răcitoarele de suprafață).

Proprietățile fizice se iau la temperaturile medii ale fluidelor.

Δt_d reprezintă diferența de temperatură cu care se răcește fracțiunea petrolieră, iar Δt diferența medie logaritmică de temperatură dintre fluide (contracurent).

S-a stabilit metodica de dimensionare a unor astfel de răcitoare prin contact direct, între două lichide practic nemiscibile (calculul dispersiei în picături individuale, calculul vitezei relative a grupului de picături, calculul înălțimii de contactare necesare etc).

în anexa 8 este prezentată metodica analizării tehnologice a schimbătoarelor, iar în anexa 9 sînt redate exemple de optimizare a schimbătoarelor de căldură.

4.

CUPTOARE TUBULARE

4.1. TIPURI CONSTRUCTIVE DE CUPTOARE TUBULARE

Cuptoarele tubulare sînt aparate (utilaje) existente în instalațiile tehnologice din rafinării și combinate petrochimice, în care, prin ardere de combustibil, se obțin gaze de ardere cu temperatură ridicată, care transmit căldură materiei prime care circulă prin tuburi. Căldura absorbită de materia primă poate servi la încălzire, la încălzire plus vaporizare sau la realizarea unor reacții endotermice. în unele cazuri aceste procese sînt simultane și necesită temperaturi ridicate.

In general, cuptoarele conțin o secție de radiație, care este focarul ecranat cu tuburi al cuptorului și în care modul principal de transfer de căldură este radiația, și o secție de convecție, în care gazele de ardere circulă transversal pe un fascicul de tuburi, modul principal de transfer de căldură fiind convecția.

Există numeroase tipuri constructive de cuptoare tubulare. Dintre tipurile mai vechi, sînt de remarcat cuptoarele paralelipipedice orizontale, cu arzătoare orizontale, cu o secție de radiație și o secție de convecție sau cu două secții de radiație și o secție de convecție comună (cu tavan orizontal, sau înclinat cu 30°) și cu canal de fum pentru legătura cu baza coșului (fig. 4.1, în care: *a* este secția de radiație, *b* — pragul, c — secția de convecție, *d* — canalul de fum și e — coșul.

La cuptoarele paralelipipedice orizontale, injectoarele (arzătoarele) pot fi plasate pe peretele frontal, sau eventual pe cei doi pereți laterali. în secția de radiație tuburile se plasează la perete pe un singur șir (la unele cuptoare vechi se întîlnesc și două șiruri de tuburi decalate). Cele mai solicitate tuburi, din punct de vedere termic, sînt cele din radiație de deasupra pragului, unde viteza gazelor de ardere este relativ mare. La cuptoarele cu tavan înclinat, tuburile de pe plafon au o solicitare termică mai uniformă, pentru că tuburile de deasupra pragului, fiind mai îndepărtate de flacără, primesc mai puțină căldură prin radiație. Prezența canalului de fum și circulația descendentă a gazelor de ardere în secția de convecție măresc căderea de presiune pe circuitul gazelor de ardere (dezavantaj).

Cuptoarele au fundație, schelet metalic și suporturi pentru susținerea tuburilor. Pereții cuptorului se compun obișnuit dintr-un strat de cărămidă refractară, rezistentă la temperaturi ridicate, la interior, un strat izolator termic și un strat de cărămidă obișnuită la exterior.

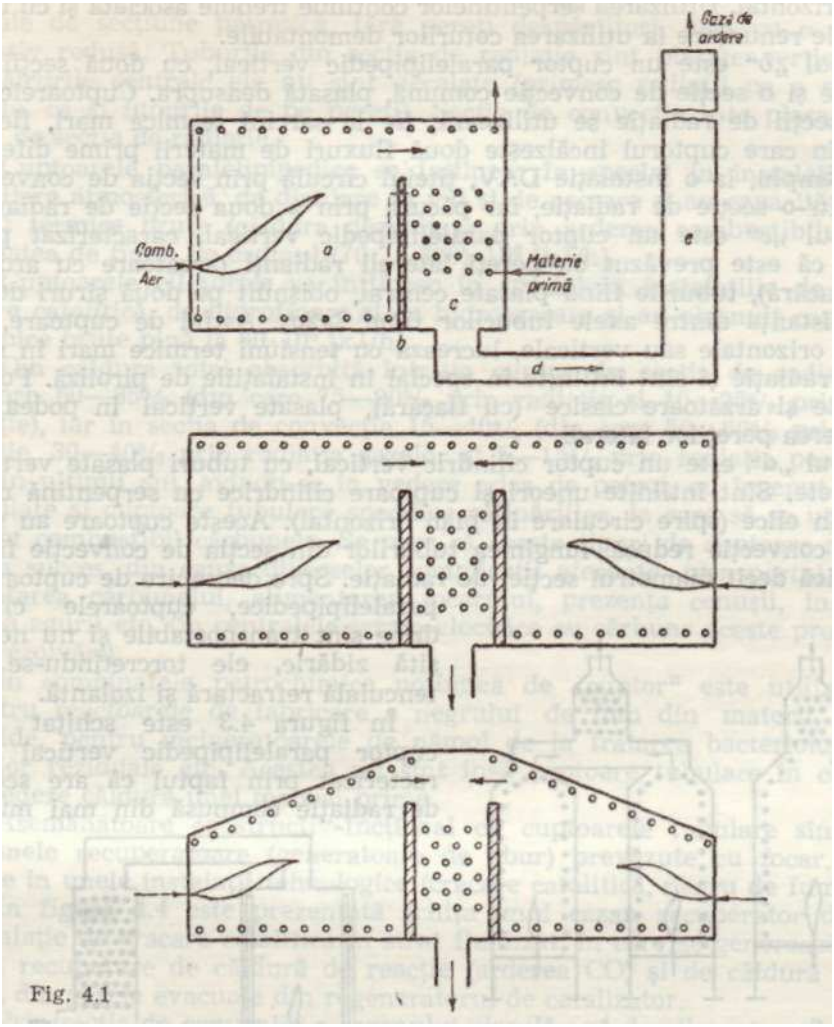


Fig. 4.1

La cuptoarele mai vechi, legătura dintre tuburi se realiza prin coturi demontabile, pentru a se putea îndepărta stratul de cocs depus în tuburi pe cale mecanică, prin turbinare. în prezent se utilizează coturi sudate, iar decocsarea tuburilor se face prin circulație de abur și aer.

Majoritatea tipurilor de cuptoare tubulare utilizate în prezent sînt cuptoare paralelipipedice verticale sau cilindrice verticale, cu arzătoare verticale plasate în podea (flacără ascendentă) și, pe cît posibil, numai cu circulație ascendentă a gazelor de ardere.

în figura 4.2 sînt prezentate schemele tipurilor de cuptoare tubulare utilizate obișnuit, în prezent.

Tipul *„a"* este un cuptor paralelipipedic vertical, cu o secție de radiație și o secție de convecție. în majoritatea cazurilor tuburile sînt plasate orizontal, pe un singur șir, pe pereții laterali ai focarului. Umerii de legătură dintre secția de radiație și secția de convecție au obișnuit o înclinație de 45°. De multe ori, se ecranează toți cei 4 pereți laterali ai secției de radiație, printr-o serpentină continuă, cu spire dreptunghiulare în

plan orizontal. Utilizarea serpentinelor continue trebuie asociată şi cu tendinţa de renunţare la utilizarea coturilor demontabile.

Tipul *„b"* este un cuptor paralelipipedic vertical, cu două secţii de radiaţie şi o secţie de convecţie comună, plasată deasupra. Cuptoarele cu două secţii de radiaţie se utilizează, fie la sarcini termice mari, fie în cazul în care cuptorul încălzeşte două fluxuri de materii prime diferite (de exemplu, la o instalaţie DAV, ţiţeiul circulă prin secţia de convecţie şi printr-o secţie de radiaţie, iar păcura prin a doua secţie de radiaţie).

Tipul *„c"* este un cuptor paralelipipedic vertical, caracterizat prin faptul că este prevăzut cu pereţi laterali radianţi (arzătoare cu ardere fără flacără), tuburile fiind plasate central, obişnuit pe două şiruri decalate, distanţa dintre axele tuburilor fiind $>2d_e$. Astfel de cuptoare, cu tuburi orizontale sau verticale, lucrează cu tensiuni termice mari în secţia de radiaţie şi sînt întîlnite în special în instalaţiile de piroliză. Pot fi utilizate şi arzătoare clasice (cu flacără), plasate vertical în podea, în apropierea pereţilor laterali.

Tipul *„d"* este un cuptor cilindric vertical, cu tuburi plasate vertical pe perete. Sînt întîlnite uneori şi cuptoare cilindrice cu serpentină continuă în elice (spire circulare în plan orizontal). Aceste cuptoare au secţia de convecţie redusă, lungimea tuburilor din secţia de convecţie fiind mai mică decît diametrul secţiei de radiaţie. Spre deosebire de cuptoarele paralelipipedice, cuptoarele cilindrice sînt transportabile şi nu necesită zidărie, ele torcretîndu-se cu tencuială refractară şi izolantă.

In figura 4.3 este schiţat un cuptor paralelipipedic vertical caracterizat prin faptul că are secţia de radiaţie compusă din mai multe

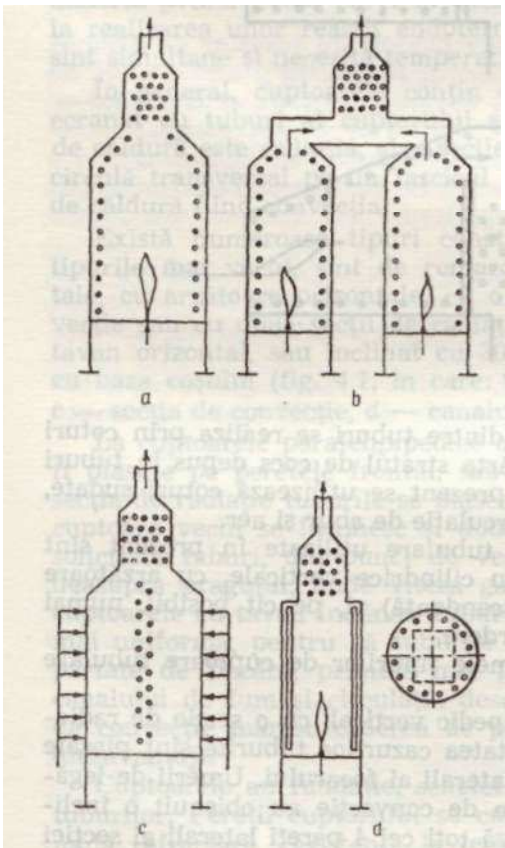


Fig. 4.2

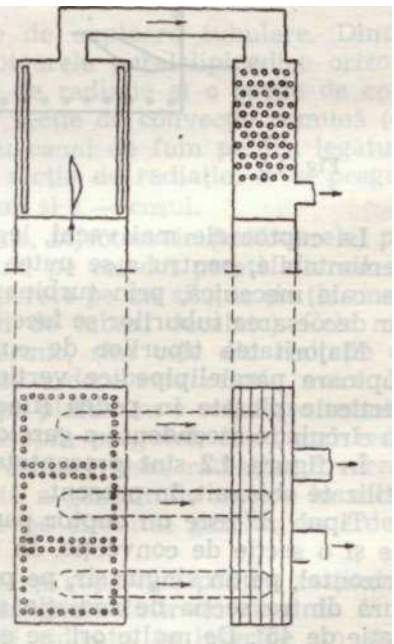


Fig. 4.3

celule de secţiune pătratică, fără pereţi despărţitori, deci cu o zidărie relativ redusă. Tuburile din secţia de radiaţie sînt plasate vertical, iar pe şirurile centrale ele nu sînt decalate (primesc radiaţii pe o singură parte, ca şi tuburile de pe pereţi). Secţia de convecţie este plasată alături de secţia de radiaţie.

Cuptoarele paralelipipedice se întîlnesc în special în instalaţiile de distilare atmosferică, de distilare în vid şi de cocsare şi au capacităţi (sarcini) termice brute (căldura dezvoltată prin arderea combustibilului în unitatea de timp) de ordinul (70 ... 300)-IO^6 [kJ/h].

Cuptoarele cilindrice se întîlnesc în special în instalaţiile de reformare catalitică, de hidrofinare şi de hidrocracare şi au obişnuit capacităţi termice brute pînă la 60-IO^6 [kJ/h].

Din căldura total absorbită într-un cuptor, în secţia de radiaţie se absorb 60—85% (din care 75—90% prin radiaţie şi 10—25% prin convecţie), iar în secţia de convecţie 15—40o/$_0$ (din care 50—60<y$_0$ prin convecţie, 30—40% prin radiaţia gazelor şi 5—15% prin radiaţia pereţilor).

în ultimii ani, avîndu-se în vedere criza de petrol, au început să fie studiate şi cuptoare tubulare specifice rafinăriilor, la care să se utilizeze drept combustibil cărbunele. Se pare că aceste tipuri de cuptoare nu vor avea succes, din cauza diverselor complicaţii aferente: transportul şi depozitarea cărbunelui, alimentarea focarului, prezenţa cenuşii, îndepărtarea zgurii etc. (în centralele termo-electrice cu cărbune aceste probleme au rezolvări).

In combinatele petrochimice noţiunea de „cuptor" este utilizată şi pentru reactoarele de fabricare a negrului de fum din materii prime lichide, pentru incineratoarele de nămol de la tratarea bacteriologică a apelor reziduale etc. Acestea nu sînt însă cuptoare tubulare în care să se cedeze căldură unei materii prime.

Asemănătoare constructiv-fncţional cu cuptoarele tubulare sînt însă cazanele recuperatoare (generatoare de abur) prevăzute cu focar, existente în unele instalaţii tehnologice (cracare catalitică, negru de fum etc).

In figura 4.4 este prezentată schiţa unui cazan recuperator dintr-o instalaţie de cracare catalitică în strat fluidizat, în care se generează abur prin recuperare de căldură de reacţie (arderea CO) şi de căldură sensibilă, din gazele evacuate din regeneratorul de catalizator.

Prin secţia de convenţie a cazanului circulă apa de alimentare, în contracurent cu gazele de ardere, ea preîncălzindu-se pînă în apropierea temperaturii de fierbere corespunzătoare presiunii. Secţia de convecţie conţine deci, în primul rînd, preîncălzitorul de apă sau economizorul 2. Apa preîncălzită trece în tamburul separator *2,* care este legat, prin exteriorul focarului, la distribuitorul *3.* Acest distribuitor distribuie apa în numeroase tuburi verticale care ecranează pereţii focarului (secţiei de radiaţie). în aceste tuburi (vaporizatorul *4),* prin absorbţie de căldură, apa se vaporizează, amestecul apă-abur circulînd liber spro tamburul separator. Aburul saturat trece în continuare din separator în serpentina

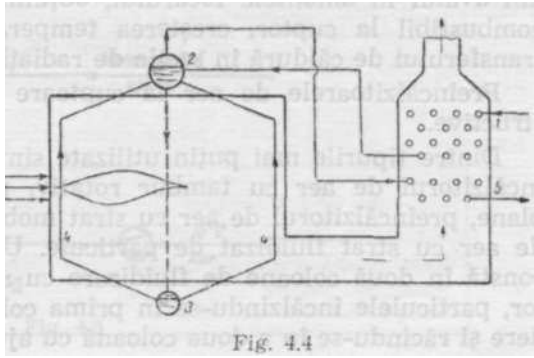


Fig. 4.4

de supraîncălzire (supraîncălzitorul 5), plasată în partea inferioară a secției de convecție sau eventual în partea superioară a secției de radiație. În focar se introduc gazele de la regenerarea catalizatorului, combustibil gazos suplimentar (necesar pentru asigurarea limitei de inflamabilitate și a temperaturii minime de ardere a CO) și aer, asigurîndu-se o omogenizare foarte bună a acestui amestec.

4.2. SISTEME DE PREINCĂLZIRE A AERULUI LA CUPTOARE

Problemele de utilizare rațională a căldurii și de economisire a combustibilului în instalațiile tehnologice sînt rezolvate prin regenerări și prin recuperări de căldură.

Regenerarea de căldură reprezintă obișnuit un transfer de căldură de la produsele finale evacuate din instalație către materia primă care alimentează instalația. De exemplu, într-o instalație *DA,* schimbătoarele de căldură, în care țițeiul este preîncălzit cu ajutorul fracțiunilor obținute, sînt regeneratoare de căldură. Prin regenerare, se transportă căldură din avalul în amontele sursei principale de căldură (gazele de ardere din cuptor), prin circuitul de materie primă.

Recuperarea de căldură reprezintă un transfer util de căldură de la produsele finale evacuate din instalație către un flux secundar de fluid, în majoritatea cazurilor exterior instalației. De exemplu, generarea de abur, prin răcirea reziduului cald evacuat dintr-o instalație, este o recuperare de căldură. Această recuperare este un transfer util de căldură, iar circuitul apă-abur este exterior circuitului de materie primă prelucrată în instalație.

Prezența regenerării de căldură duce la temperaturi ridicate ale materiei prime care intră în cuptor. Din această cauză, gazele de ardere au, după schimbul de căldură cu materia primă, temperaturi mari. Pentru majorarea randamentului termic al cuptorului, trebuie redusă temperatura gazelor de ardere evacuate la coș. Acest lucru poate fi realizat prin recuperare de căldură (în majoritatea cazurilor prin generare de abur) sau prin regenerare de căldură.

Regenerarea de căldură la cuptoare (pe circuitul amestec combustibil-gaze de ardere) se realizează prin preîncălzirea aerului de combustie cu ajutorul gazelor de ardere. In această situație, se transportă căldură din avalul în amontele focarului, obținîndu-se reducerea consumului de combustibil la cuptor, creșterea temperaturii flăcării și deci creșterea transferului de căldură în secția de radiație.

Preîncălzitoarele de aer la cuptoare sînt de mai multe tipuri constructive.

Dintre tipurile mai puțin utilizate sînt de remarcat următoarele: preîncălzitorul de aer cu tambur rotativ, preîncălzitorul de aer cu plăci plane, preîncălzitorul de aer cu strat mobil de particule și preîncălzitorul de aer cu strat fluidizat de particule. Ultimul tip, mai puțin cunoscut, constă în două coloane de fluidizare cu recirculare continuă a particulelor, particulele încălzindu-se în prima coloană cu ajutorul gazelor de ardere și răcindu-se în a doua coloană cu ajutorul aerului.

In figura 4.5 sînt prezentate schemele de principiu al preîncălzitoarelor de aer frecvent utilizate în prezent.

Tipul *a* este preîncălzitorul de aer clasic, plasat deasupra secției de convecție a cuptorului. El conține un fascicul de tuburi, prin care circulă ascendent gazele de ardere, tirajul realizîndu-se natural. Aerul, împins de un ventilator, care acoperă căderile de presiunefpînă la intrarea în focar, circulă transversal pe fasciculul de tuburi, pe două sau mai multe păsuri.

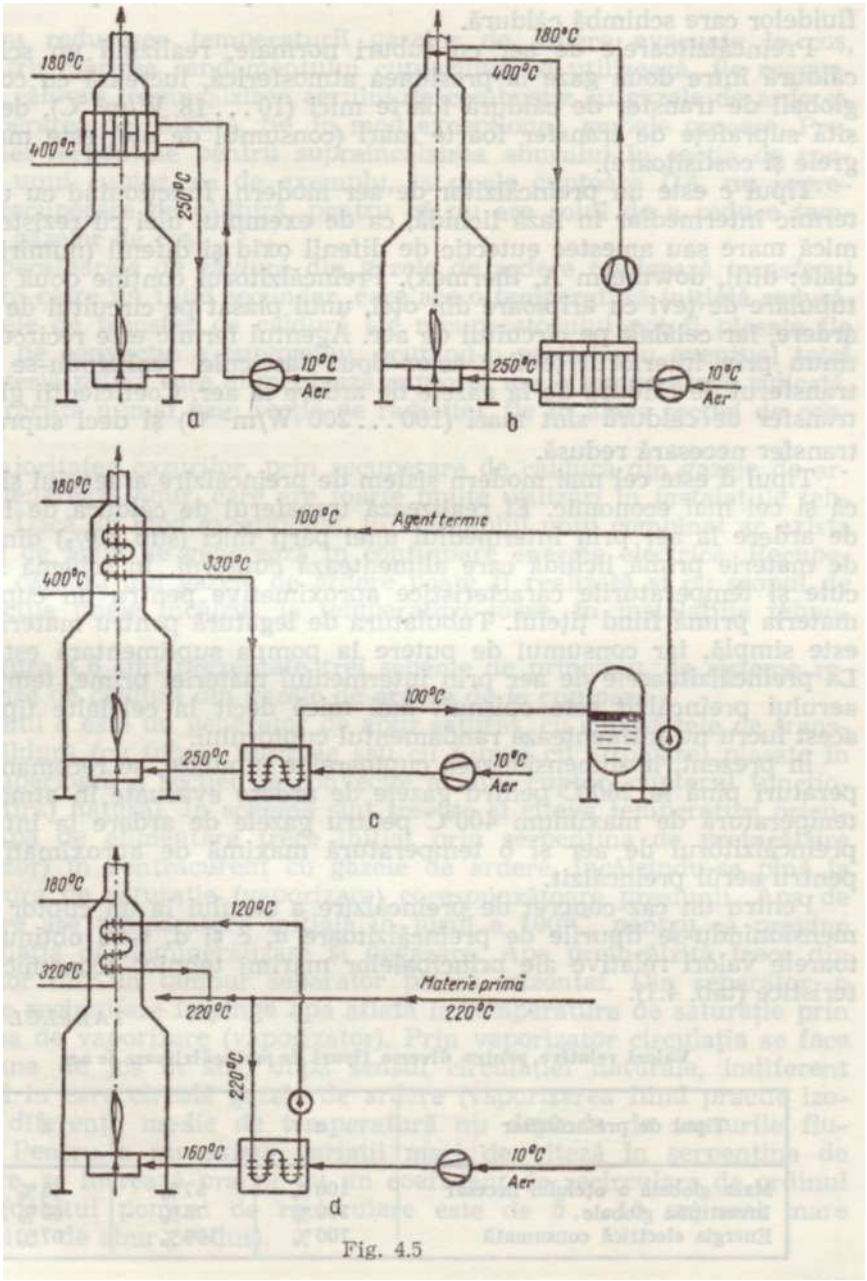


Fig. 4.5

Tipul *b* este un preîncălzitor de aer tot cu fascicul de țevi normale, gazele de ardere circulînd prin interiorul țevilor iar aerul prin spațiul intertubular, plasat însă la sol. El prezintă, în raport cu primul tip, avantajul de a putea fi scos din circuit, prin deschiderea intrării directe a aerului în focar și a gazelor de ardere în coș, avantajul de a putea fi montat mai ușor, avantajul de a da o cădere de presiune mai mică pe circuitul de aer și dezavantajul de a duce la o cădere de presiune mai mare ,pe circuitul gazelor de ardere, fiind obișnuit necesară utilizarea unui exhaustor. în scheme sînt trecute și temperaturile aproximative ale fluidelor care schimbă căldură.

Preîncălzitoarele de aer cu tuburi normale, realizînd un schimb de căldură între două gaze la presiunea atmosferică, lucrează cu coeficienți globali de transfer de căldură foarte mici (10 ... 18 $W/m^{2\circ}C$), deci necesită suprafețe de transfer foarte mari (consumul de oțel este mare; sînt grele și costisitoare).

Tipul c este un preîncălzitor de aer modern, funcționînd cu un agent termic intermediar în fază lichidă, ca de exemplu, ulei cu rezistență termică mare sau amestec eutectic de difenil oxid și difenil (numiri comerciale: difil, dowtherm A, thermex). Preîncălzitorul conține două fascicule tubulare de țevi cu aripioare din oțel, unul plasat pe circuitul de gaze de ardere, iar celălalt pe circuitul de aer. Agentul termic este recirculat continuu prin interiorul țevilor celor două fascicule, realizîndu-se indirect transferul de căldură de la gazele de ardere la aer. Coeficienții globali de transfer de căldură sînt mari (100 ... 200 W/m^2 °C) și deci suprafața de transfer necesară redusă.

Tipul *d* este cel mai modern sistem de preîncălzire a aerului și se pare că și cel mai economic. El realizează transferul de căldură de la gazele de ardere la aer prin intermediul unei părți mici (sub 10%) din debitul de materie primă lichidă care alimentează cuptorul. In schemă sînt trecute și temperaturile caracteristice aproximative pentru un cuptor *DA,* materia primă fiind țițeiul. Tubulatura de legătură pentru materia primă este simplă, iar consumul de putere la pompa suplimentară este redus. La preîncălzitoarele de aer prin intermediul materiei prime, temperatura aerului preîncălzit este obișnuit mai mică decît la celelalte tipuri, dar acest lucru nu influențează randamentul cuptorului.

în prezent, la dimensionarea cuptoarelor tubulare, se recomandă temperaturi pînă la 200°C pentru gazele de ardere evacuate în atmosferă, o temperatură de maximum 400°C pentru gazele de ardere la intrarea în preîncălzitorul de aer și o temperatură maximă de aproximativ 250°C pentru aerul preîncălzit.

Pentru un caz concret de preîncălzire a aerului la un cuptor *DA,* dimensionîndu-se tipurile de preîncălzitoare *a, c* și *d,* s-au obținut următoarele valori relative ale principalelor mărimi tehnico-economice caracteristice (tab. 4.1).

TABELUL 4.1

Valori relative pentru diverse tipuri de preîncălzitoare de aer

Tipul de preîncălzitor	*a*	*c*	*d*
Masa globală a oțelului necesar	100%	57%	45%
Investițiile globale	100%	75%	69%
Energia electrică consumată	100%	106%	67%

S-a ţinut seamă de toate aspectele, inclusiv de majorarea secţiei de convecţie în cazul *d*. La preîncălzitorul cu difil, trebuie să se ţină seamă şi de faptul că difilul este scump şi că el trebuie înlocuit periodic. Din comparaţia anterioară, rezultă că preîncălzitorul de aer cu materia primă este cel mai avantajos, din toate punctele de vedere.

4.3. SISTEME RECUPERATOARE DE CĂLDURA DIN GAZELE DE ARDERE

Pentru reducerea temperaturii gazelor de ardere evacuate la coş, deci pentru mărirea randamentului cuptorului, se utilizează, fie regenerarea de căldură (preîncălzirea aerului de combustie cu gazele de ardere), fie recuperarea de căldură, fie, în mod excepţional, ambele procese. Prezenţa unei serpentine pentru supraîncălzirea aburului în secţia de convecţie a unui cuptor, ca de exemplu, la unele cuptoare *DA,* nu reprezintă o recuperare de căldură, pentru că nu are rolul de a reduce temperatura gazelor de coş.

Recuperatoarele de căldură din gazele de ardere realizează transferul de căldură către un fluid secundar, care are o temperatură iniţială redusă. Suprafeţele de transfer de căldură ale recuperatorului pot fi plasate fie în secţia de convecţie a cuptorului, ocupînd-o parţial sau eventual total (cînd materia primă care alimentează cuptorul are o temperatură ridicată, ea este trecută numai prin secţia de radiaţie), fie în afara secţiei de convecţie.

In majoritatea cazurilor, prin recuperare de căldură din gazele de ardere se generează abur, care are foarte multe utilizări în instalaţiile tehnologice. Dacă, în mod excepţional, în ansamblul unui combinat ar exista un exces de abur, se generează în continuare energie electrică. Recuperarea de căldură din gazele de ardere poate fi realizată şi cu scopul de a se efectua unele încălziri la temperaturi joase, în instalaţiile tehnologice.

în figura 4.6 sînt prezentate trei scheme de principiu, de sisteme recuperatoare de căldură din gazele de ardere de la cuptoare.

Sistemul *a* este un generator de abur saturat, cu suprafeţele de transfer de căldură (cu tuburi normale sau cu tuburi cu aripioare) plasate în partea superioară a secţiei de convecţie a unui cuptor, cuptorul funcţionînd cu tiraj natural. In schemă sînt trecute şi cîteva temperaturi orientative. Apa de alimentare trece iniţial prin serpentina de preîncălzire (economizor) în contracurent cu gazele de ardere, încălzindu-se pînă la temperatura de saturaţie (vaporizare) corespunzătoare presiunii. Apa de alimentare are temperatura iniţială în jurul a 100°C, pentru că provine din instalaţia de demineralizare şi degazare. Apa preîncălzită trece din economizor într-un tambur separator plasat orizontal. Din separator, o pompă de recirculare împinge apa aflată la temperatura de saturaţie prin serpentina de vaporizare (vaporizator). Prin vaporizator circulaţia se face întotdeauna de jos în sus, după sensul circulaţiei naturale, indiferent de sensul în care circulă gazele de ardere (vaporizarea fiind practic izotermică, diferenţa medie de temperatură nu depinde de sensurile fluxurilor). Pentru a nu exista variaţii mari de viteză în serpentina de vaporizare, se lucrează practic cu un coeficient de recirculare de ordinul 5... 10 (debitul pompei de recirculare este de 5... 10 ori mai mare decît debitul de abur produs).

Amestecul apă-abur trece din vaporizator în separator, în care se menţine un nivel constant de apă, printr-un regulator care acţionează asupra debitului apei de alimentare. La evacuarea aburului din separator, se poate plasa un demister, cu rolul de a reduce umiditatea aburului produs.

Sistemul 6 este un generator de abur supraîncălzit, plasat alături de cuptor. Acesta prezintă avantajul de a putea fi scos independent din circuit (provizoriu), în acest caz cuptorul lucrînd cu tiraj natural, dar desigur fără recuperare de căldură. Recuperatorul conţine, în eontracurent cu gazele de ardere, trei serpentine caracteristice: economizorul, vaporizatorul şi supraîncălzitorul. Căderea de presiune pe circuitul gazelor de ardere fiind relativ mare, este necesar un exhaustor, plasat în zona de temperatură minimă, care trage gazele de ardere prin recuperator şi le reintroduce în coş.

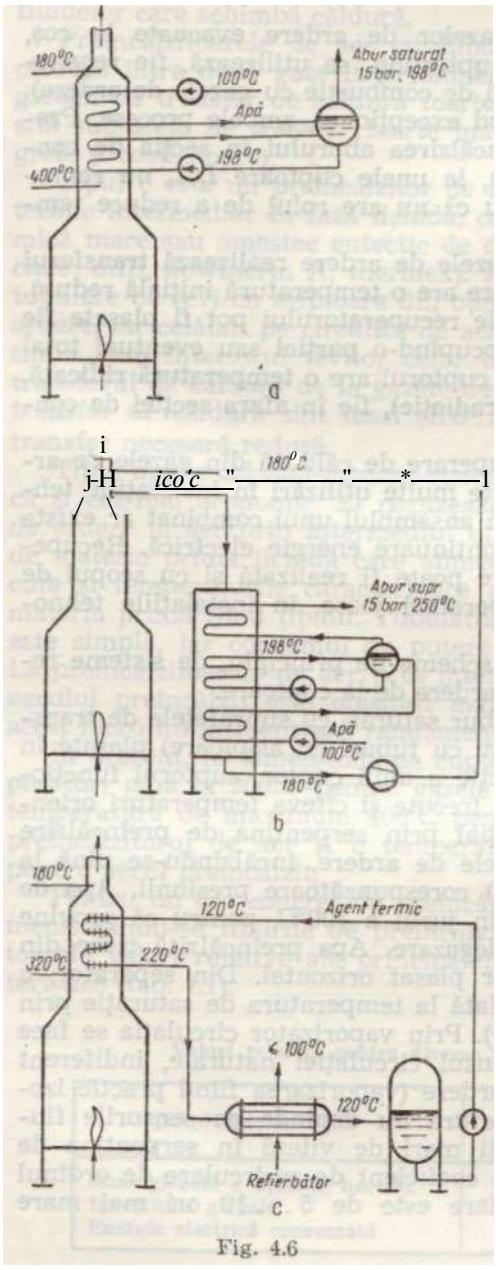


Fig. 4.6

Sistemul c este un exemplu de recuperator de căldură din gazele de ardere de la un cuptor, pentru aport de căldură, la o temperatură relativ joasă, la un refierbător. în partea superioară a secţiei de convecţie a cuptorului este plasat un fascicul de ţevi, de preferat cu aripioare, în care se încălzeşte un agent termic intermediar în fază lichidă (ulei). Acest agent este recirculat în continuare prin refierbătorul în care cedează căldură.

In ultimii ani au fost realizate instalaţii frigorifice cu absorbţie de amoniac în apă, care realizează temperaturi în jurul a —30°C, caracterizate prin faptul că principala energie consumată este căldura recuperată din diverse fluxuri din instalaţiile tehnologice, printre care şi gazele de ardere evacuate din cuptoare. Frigul artificial realizat este util în diverse instalaţii tehnologice (separarea hidrocarburilor uşoare, fabricarea cauciucului sintetic, fabricarea amoniacului etc).

O astfel de instalaţie frigorifică cu absorbţie lucrează de exemplu cu o capacitate frigorifică de 20,2-IO^6 kJ/h, amoniacul vaporizîndu-se la —33°C şi condensînd la +42°C. La desorberul de amoniac se utilizează cădură recuperată din

gazele de ardere de la un cuptor, care sînt răcite pînă la 175°C, transportul de căldură făcîndu-se direct sau prin intermediul unui agent termic în fază lichidă. în instalaţie se consumă pentru acţionarea pompelor de recirculare a lichidelor şi la ventilatoarele răcitoarelor cu aer numai 185 kW (0,67-IO^6 kJ/h) putere electrică.

în afara sistemelor recuperatoare amintite, pot exista şi alte modalităţi de recuperare de căldură din gazele de ardere evacuate, in scopul majorării randamentului cuptoarelor.

4.4. RECOMANDĂRI PRIVIND DIMENSIONAREA CUPTOARELOR

în cele ce urmează se prezintă principalele date constructive recomandate pentru dimensionarea cuptoarelor tubulare.

4.4.1. DIMENSIUNILE SECŢIEI DE RADIAŢIE

La cuptoarele cilindrice se recomandă diametre de 4 ... 6 m şi înălţime maximă 18 m.

Raportul *H/D* este bine să aibă valori cuprinse între 1,5 şi 3 şi anume: pentru "sarcini termice brute sub 10'IO^6 kJ/h spre limita inferioară, iar peste 20-IO^6 kJ/h spre limita superioară.

La cuptoarele paralelipipedice verticale se recomandă lăţimi de 4 ... 6 m. Lungimea secţiei de radiaţie, egală obişnuit cu lungimea tuburilor, este în majoritatea cazurilor de ordinul 10 ... 15 m şi poate ajunge la 25 m în cazul unor sarcini termice foarte mari. Raportul înălţime/lăţime se ia între 1,5 şi 3.

Primul tub de jos în secţia de radiaţie se poate plasa, faţă de podea, la o distanţă de maximum 1 m.

4.4.2. DIMENSIUNILE TUBURILOR

Tipurile de tuburi şi coturi (păsuri) utilizate frecvent la cuptoare, pentru materia primă, atît în secţia de radiaţie cît şi în secţia de convecţie, sînt date în tabelul 4.2.

TABELUL 4.2

Tipuri de tuburi şi coturi pentru cuptoare

d_e, [mm]	89	114	140	168	219	273
s, [mm]	152	203	254	305	406	508
s/d_e	1,708	1,781	1,814	1,815	1,854	1,861

Aceste tuburi au obișnuit grosimea peretelui de 6,8 sau 10 mm, dar cele de diametru mare pot fi construite și cu grosime mai mare a peretelui (12 și 15 mm). In funcție de condițiile de lucru, ele se execută din oțel carbon sau din oțeluri aliate. Se fabrică coturi de 180° sau de 90°

La preîncălzitoarele de aer, cu schimb de căldură gaze de ardere aer, se utilizează tuburi cu diametrul exterior de ordinul 40... 50 mm și cu grosimea peretelui pînă la 5 mm (două exemple: d_e=42,2 mm; di==35,l mm și d_e=*48,3* mm; dj=40,9 mm). Pasul folosit obișnuit este s=1,5 d_e, așezarea tuburilor făcîndu-se în triunghi echilateral.

4.4.3. TIPURI DE TUBURI CU ARIPIOARE

La preîncălzitoarele de aer cu agent intermediar sau cu materia primă și uneori la generatoare de abur prin recuperare de căldură din gazele de ardere sau la încălzirea materiei prime în zona de temperatură joasă a gazelor de ardere din secția de convecție, se utilizează tuburi cu suprafața exterioară extinsă. Se folosesc tuburi cu aripioare circulare (pline), cu țepi cilindrice sau cu aripioare circulare crestate. Aripioarele se execută din oțel carbon sau aliat, în funcție de temperatura de lucru (tab. 4.3).

TABELUL 4.3

Temperaturi maxime admisibile pentru aripioare din oțel

Aripioare (țepi) din otel	[°C]	Aripioare (țepi) din oțel	[°C]
C	430-510	18 Cr- 8 Ni	815
5Cr	595	25 Cr-12 Ni	1040
12 Cr	650	25 Cr-20 Ni	1095

In cele ce urmează se prezintă date geometrice pentru tuburi cu aripioare circulare (diametrul exterior al tubului d_e, înălțimea aripioarelor *h,* grosimea aripioarelor S și numărul de aripioare pe un metru lungime de tub *n):*

d_e=50,8; 63,5; 76,2; 88,9; 101,6; 114,3; 141,3 și 168,3 mm;
h =12,7; 19,05; 25,4 și 31,75 mm;
S =1,27; 1,524; 1,905 și 2,709 mm;
n =78; 98; 118; 137; 157; 177; 196; 216 și 236 aripioare/m.

In cazul combustibililor lichizi se utilizează S mare, *h* mic și *n* mic.

Tuburile se plasează în triunghi echilateral, cu pasul mai mare cu 3 ... 5 mm decît diametrul exterior al aripioarelor.

4.4.4. PLASAREA TUBURILOR FAȚĂ DE PERETE

In secția de radiație tuburile se plasează la o anumită distanță de perete, atît din motive constructive, cît și din motive de transfer de căldură (radiație perete și convecție).

Recomandări din două surse, pentru această distanță, sînt date în tabelul 4.4.

TABELUL 4.4

Plasarea tuburilor față de perete

d_e, [mm]	Ax tub-perete z, [mm]	z/d_e	Față tub-perete [mm]
89	178	2	133,5
114	192	1,68	135
140	203	1,45	133
168	229	1,36	145
76,2	152,4	2	114,3
101,6	165,1	1,625	114,3
127,0	177,8	1,4	114,3
152,4	203,2	1,333	127

Se constată că distanța de la fața tuburilor la perete este de ordinul 110—150 mm.

4.4.5. TIPURI DE ARZĂTOARE ȘI INJECTOARE

Se redau debitele de combustibil ale unor injectoare și arzătoare cu flacără, care funcționează cu aer rece (aspirat) sau cu aer preîncălzit (insuflat).

Combustibil lichid:

Cu aer rece: 200 kg/h

Cu aer preîncălzit: 180 kg/h și 360 kg/h

Combustibil gazos:

Cu aer rece: 210 m^3_N/h și 290 m^3_N/h

Cu aer preîncălzit: 50; 200; 250 și 400 m^3_N/h

Combustibil mixt:

Cu aer rece: 210 m^3_Ngaz/h+200 kg lic./h

Cu aer preîncălzit: 200 m^3Ngaz/h + 180 kg lic./h

400 m^3_N gaz/h + 360 kg lic./h.

în figura 4.7 sînt redate schemele de principiu pentru: un injector de păcură cu pulverizare cu abur *a,* un arzător de combustibil gazos cu aer primar aspirat *b* și un arzător de combustibil gazos cu ardere fără flacără c.

Arzătoarele și injectoarele sînt de diverse tipuri constructive, ele fiind cu atît mai bune, cu cît realizează arderea completă la un exces de aer cît mai mic. In general, arzătoarele și injectoarele sînt prevăzute cu ajutaje convergente, divergente sau convergent-divergente.

Unele arzătoare fără flacără, cu care se realizează la cuptoare pereți radianți, se caracterizează prin faptul că amestecul combustibil gazos-aer trece în partea finală prin numeroase canale conice, realizate într-un material refractar (ceramic). In regim, acest material devine incandescent și reacțiile de ardere au loc în interiorul canalelor (se pare catalitic), neapărînd în exterior flacăra obișnuită. Panourile radiante prezintă două

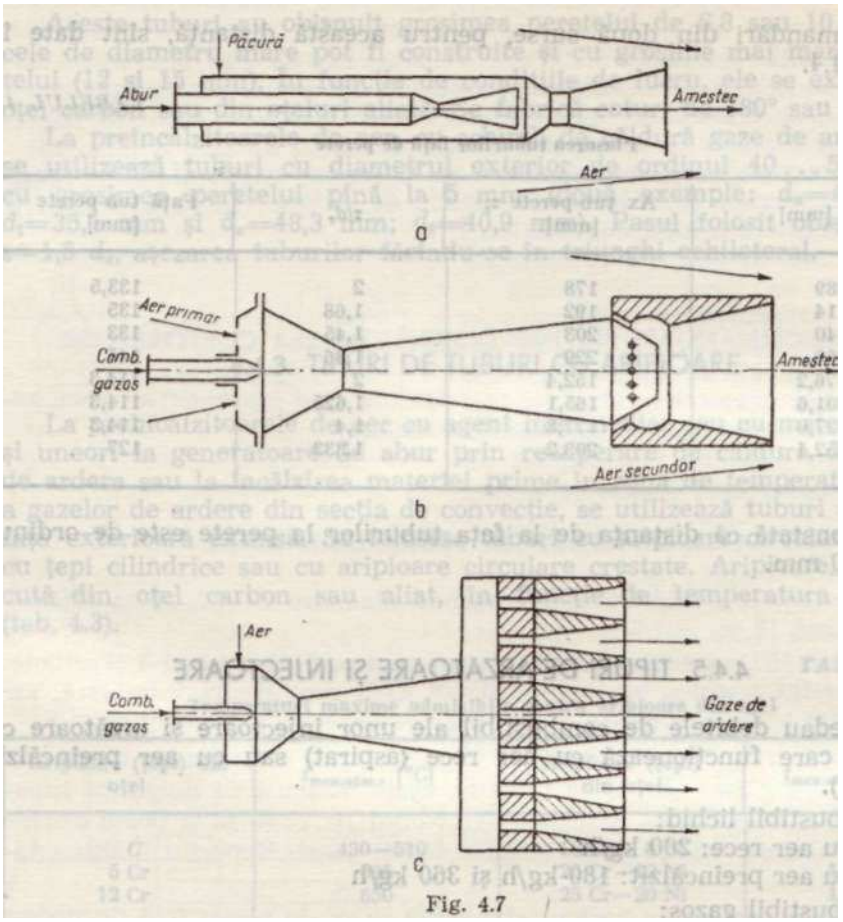


Fig. 4.7

avantaje: radiație mai uniformă decît în cazul unei flăcări și posibilități mai mari de reglare a tensiunii termice, la diversele zone ale ecranului de tuburi.

4.4.6. PLASAREA ARZĂTOARELOR ȘI INJECTOARELOR FAjA DE TUBURI

Pentru ca flacăra să nu atingă tuburile, se recomandă distanțe minime admisibile de la axul arzătorului (injectorului) pînă la fața tuburilor, în funcție de debitul de combustibil (tab. 4.5).

4.4.7. TIPURI DE VENTILATOARE

în tabelul 4.6. se prezintă pentru cîteva tipuri de ventilatoare de aer rece: debitul, diferența de presiune realizată și puterea motorului electric de antrenare.

TABELUL 4.5

Plasarea arzătoarelor față de tuburi

Cuptoare cilindrice verticale:

50 kg păcură/h sau 60 m^3_N CH_4/h		0,7 m
105 kg păcură/h sau 120 m^3_N CH_4/h		0,8 m
160 kg păcură/h sau 175 m^3_N CH_4/h	distanța	0,9 m
210 kg păcură/h sau 235 m^3_N CH_4/h		1,0 m
260 kg păcură/h sau 295 m^3_N CH_4/h		1,1 m

Cuptoare paralelipipedice verticale:

Debit combustibil	De la ax arzător la față tub lateral	De la arzător la față tub plafon
50 kg păc./h (60 m^3_N CH_4/h)	1,0 m	1,9 m
105 kg păc./h 120 m^3_N CH_4/h	1,1 m	3,1 m
160 kg păc./h 175 m^3_N CH_4/h	1,2 m	4,3 m
210 kg păc./h 235 m^3_N CH_4/h	1,3 m	5,6 m
260 kg păc./h 295 m^3_N CH_4/h	1,4 m (rază flacără)	7,4 m (lungime flacără)

Cuptoare paralelipipedice cu arzătoare orizontale:

Debit combustibil	De la ax arzător la față tub lateral	De la ax arzător la față tub plafon (podea)
50 kg păc./h (60 m^3_N CH_4/h)	1,4 m	1,7 m
105 kg păc./h 120 m^3_N CH_4/h	1,6 m	1,9 m
160 kg păc./h 175 m^3_N CH_4/h	1,7 m	2,1 m
210 kg păc./h 235 m^3_N CH_4/h	1,8 m	2,2 m
260 kg păc./h 295 m^3_N CH_4/h	1,9 m	2,3 m

TABELUL 4.6

Tipuri de ventilatoare pentru cuptoare

Debit [m^3/h]	Δp, [N/m^2]	P, [kW]	Debit [m^3/h]	Δp, [N/m^2]	P, [kW]
5 000	1 000	3	20 000	4 220	40
5 000	1 800	4	25 000	1 390	13
5 000	2 600	5,5	25 000	1 900	22
5 000	3 390	7,5	25 000	2 620	40
5 000	4 400	10	25 000	3 130	40
10 000	1 260	7,5	25 000	4 870	55
10 000	1 820	10	31 500	1 070	22
10 000	2 790	13	31 500	1 730	40
10 000	3 700	22	31 500	2 600	40
10 000	4 750	30	31 500	3 220	55
16 000	1 270	13	31 500	3 760	55
16 000	1 830	13	31 500	4 380	75
16 000	2 470	17	35 500	1 450	40
16 000	3 580	22	35 500	2 190	55
16 000	4 380	30	35 500	4 030	75
20 000	1 140	10	40 000	1 610	55
20 000	1 780	17	40 000	2 240	75
20 000	2 240	30	40 000	2 980	75
20 000	3 150	30	45 000	1 540	75
20 000	3 670	30	45 000	2 290	75

Tipurile de ventilatoare prezentate corespund vehiculării de aer rece, la 20°C. Ele pot fi însă utilizate şi pentru vehiculare de gaze de ardere calde, pînă la 400°C, dar în acest caz, pentru debitul dat, corespund valori mai mici ale diferenţei de presiune realizate şi ale puterii motorului de antrenare necesar.

Aceste valori se calculează în funcţie de valorile corespunzătoare aerului rece şi de temperatura gazelor de ardere, prin relaţiile:

$$\Delta p' = \Delta p \frac{273+20}{273+t_g}$$

$$P' = P \frac{273+20}{273+t_g}$$

(la debit volumic constant, viteza este constantă; Ap este proporţional cu pw^2, deci cu p; P este proporţional cu Ap, deci tot cu p; raportul densităţilor la P^ct. şi M=*ct. este egal cu inversul raportului temperaturilor absolute corespunzătoare).

Randamentul global al ventilatoarelor prezentate ajunge aproximativ la valoarea 0,7. în majoritatea cazurilor însă, se ia o putere mai mare a motorului de antrenare, decît cea necesară.

Pentru ca puterea consumată de ventilator să fie mai mică, cum aceasta este proporţională cu debitul volumic vehiculat, ventilatorul se plasează în zona cu temperatură mai joasă (pentru aerul din sistemul de preîncălzire înainte de preîncălzitor, iar pentru gazele de ardere după preîncălzitorul de aer sau după recuperatorul de căldură).

în practică, ventilatoarele utilizate pentru aerul din sistemul de preîncălzire se numesc şi „suflante" (ele au tragerea la presiunea atmosferică), iar ventilatoarele de pe circuitul gazelor de ardere se numesc şi „exhaustoare" (ele au refularea la presiunea atmosferică).

4.5. B1LANJUL TERMIC ŞI RANDAMENTUL CUPTOARELOR

Bilanţul energetic pentru un proces cu flux continuu de fluid se exprimă prin relaţia (cu convenţia de semne din termodinamica tehnică-căldura primită şi lucrul mecanic produs sînt pozitive):

$$Q_{1-2} - L_{t1-2} = \Delta I + \Delta E_{ch} + \Delta E_p + \Delta E_w$$

Q1-2 — căldura schimbată în cursul procesului, de ia starea iniţială *1* pînă la starea finală *2; L_{n-2}* — lucrul mecanic tehnic schimbat; *AI* — variaţia entalpiei fluidului; *AE_ch* — variaţia energiei chimice; *AE_p* — variaţia energiei potenţiale; *AE_W* — variaţia energiei cinetice.

La aplicarea acestei relaţii materiei prime care circulă prin cuptor, $L_{(1-2}$—0, iar *AE_p* şi *AE_W* pot fi neglijate, fără a se face o eroare însemnată. Astfel rezultă:

$$Q_{1-2} = \Delta I + \Delta E_{ch}$$

Această relaţie, care poate ţine seamă de încălzirea materiei prime, de vaporizarea sa şi de reacţiile chimice care au loc, se scrie obişnuit sub forma:

$$Q_{mp} = m_{mp}(i_2 - i_1 + q_r) \qquad (4.1)$$

Q_{mp} — căldura absorbită de materia primă în unitatea de timp; m^p — debitul masic al materiei prime; i_t — entalpia specifică masică a materiei prime la intrare; i_2 — idem la ieşire; q_r — căldura de reacţie consumată pe unitatea de masă de materie primă.

în multe cazuri, căldura de reacţie specifică se dă iniţial pe unitatea de masă de component principal rezultat şi ea trebuie recalculată ,pe unitatea de masă de materie primă.

în relaţiile de bilanţ termic, pe lingă omogenitatea dimensională, trebuie respectată şi omogenitatea fizică, deci toţi termenii trebuiesc exprimaţi faţă de aceeaşi origine.

Dacă materia primă se încălzeşte şi se vaporizează parţial, fără reacţii chimice, Q_{mp} se exprimă şi prin relaţia:

$$Q_{mp}=m_{mp}[ei_{v\,t_2}+(1-e)i_{l\,t_2}-i_{l\,t_1}] \tag{4.2}$$

(e reprezintă fracţia masică a vaporizatului; indicele *v* se referă la vapori, iar *l* la lichid).

Uneori prin cuptor există două circuite de materii prime diferite 'exemplu DAV). în aceste cazuri se scrie:

$$Q_{mp}=Q_{mp\,1}+Q_{mp\,2} \tag{4.3}$$

în afara materiilor prime, prin cuptor pot circula şi fluxuri de fluide secundare (exterioare circuitului principal al instalaţiei) care absorb căldură în scopuri utile (supraîncălzire de abur, generare de abur, recuperare de căldură printr-un fluid intermediar).

în astfel de cazuri, căldura utilă (global utilizată) este:

$$Q_u=Q_{mp}+Q_{fs} \tag{4.4}$$

Căldura preluată de aer în preîncălzitorul de aer este o căldură regenerată şi nu recuperată şi ea nu intră în căldura utilă, prin intermediul căldurii absorbite de fluxurile secundare.

Relaţia generală de bilanţ energetic, aplicată circuitului amestec combustibil — gaze de ardere, se simplifică tot la forma:

$$Q_{1-2}=\Delta I+\Delta E_{ch}$$

care mai explicit se scrie astfel:

$$-Q_u-Q_p=B(i_{gc}-i_{ac}-H_i)$$

Q_p — căldura pierdută prin pereţi către mediul ambiant, în unitatea de timp; B — debitul masic de combustibil; i_{gc} — entalpia gazelor de coş, pentru unitatea de masă de combustibil; i_{ac} — entalpia amestecului combustibil, pentru unitatea de masă de combustibil; *Hi* — puterea calorică inferioară, masică, a combustibilului.

Semnul minus se referă la căldură cedată şi respectiv la reacţie exotermică.

Şi în această ecuaţie de bilanţ termic trebuie respectată omogenitatea fizică.

Entalpia amestecului combustibil se compune din:

$$i_{ac}=i_{comb.}+i_{aer}+i_{abur\ pulv.} \tag{4.5}$$

Entalpia aerului se ia la temperatura atmosferică, chiar dacă există preîncălzire de aer. Puterea calorică a combustibilului, entalpia aburului

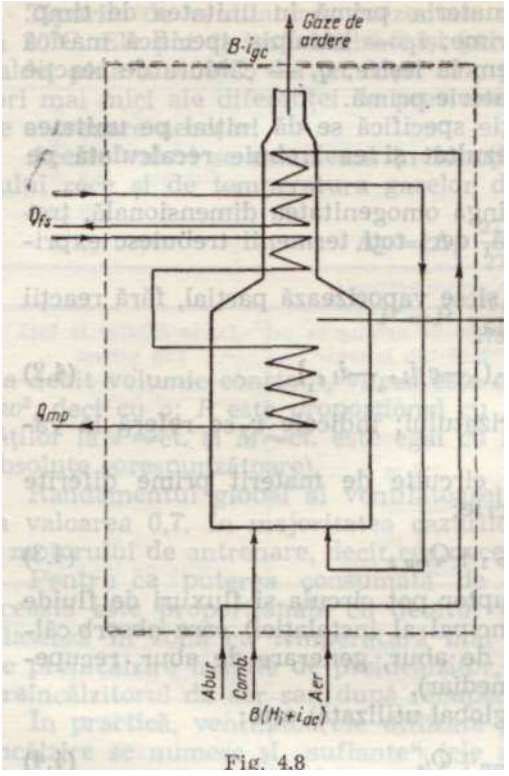


Fig. 4.8

de pulverizare, entalpia gazelor de ardere etc. se exprimă față de originea: temperatură 0°C, H_2O în fază vapori.

Din relația de bilanț termic pentru circuitul amestec combustibil-gaze de ardere rezultă:

$$Q_u = B(H_i + i_{ac}) - Bi_{gc} - Q_p \qquad (4.6)$$

Randamentul termic al cuptorului are expresia:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{B(H_i + i_{ac})} = 1 - \frac{i_{gc}}{H_i + i_{ac}} - \frac{Q_p}{B(H_i + i_{ac})} \qquad (4.7)$$

Din această relație de definiție a randamentului, se poate calcula debitul de combustibil necesar la cuptor:

$$B = \frac{Q_u}{\eta_i(H_i + i_{ac})} \qquad (4.8)$$

In figura 4.8 sînt redate fluxurile materiale și termice la un cuptor și conturul corespunzător bilanțului termic global al cuptorului (totalul fluxurilor termice intrate este egal cu totalul fluxurilor termice evacuate).

Cu cît temperatura gazelor de coș este mai mică, cu atît randamentul cuptorului este mai mare.

Acest lucru este exemplificat prin următoarele date ale unui caz concret:

t_{gc}, [°C]	347	288	204	149
η_i	0,819	0,848	0,889	0,915

In prezent se recomandă pentru gazele de coș o temperatură maximă de 200°C, temperatură mai mare decît temperatura punctului de rouă acidă al gazelor de ardere, corespunzătoare combustibililor cu un conținut mediu de sulf.

In capitolul „Procese de combustie" s-a indicat modul de calcul al temperaturii punctului de rouă acidă. Pentru păcură, care arde complet cu a=1,25, pot fi utilizate și următoarele date orientative ale acestei temperaturi, în funcție de conținutul de sulf al combustibilului:

% masă S	0,5	1	2	3	4	5
t_{ra}, [°C]	132	136	141	144	146	147

In cazuri excepţionale, cînd se utilizează combustibili fără sulf, se admit pentru gazele de coş temperaturi în jurul a 100°C, răcirea acestora făcîndu-se prin preîncălzirea aerului sau prin recuperare de căldură cu un freon, iar tirajul realizîndu-se forţat.

Pierderile de căldură relative prin pereţii cuptorului $Q_p/B(Hi+i_{ac})$ sînt la cuptoarele actuale de ordinul 0,01 .. . 0,05, dintre acestea revenind aproximativ 2/3 secţiei de radiaţie.

Pentru condiţiile prezentate, randamentele cuptoarelor tubulare actuale au valori peste 0,85.

în afara bilanţului termic global al cuptorului, prezentat anterior, pot fi efectuate şi bilanţuri termice parţiale, pentru secţia de radiaţie, secţia de convenţie, recuperatorul de căldură şi preîncălzitorul de aer.

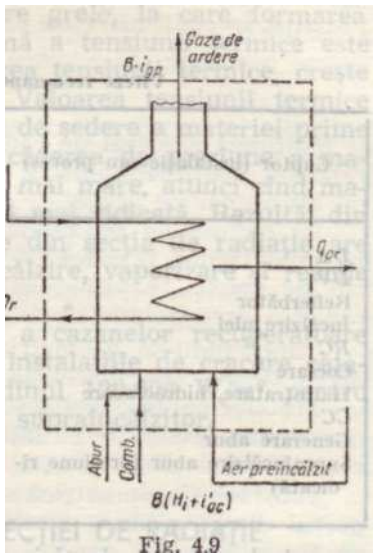


Fig. 4.9

In figura 4.9 sînt redate fluxurile materiale şi termice pentru secţia de radiaţie a unui cuptor şi conturul corespunzător bilanţului termic. **Din** acest bilanţ termic se calculează obişnuit fluxul termic absorbit de materia primă în secţia de radiaţie:

$$Q_r = B(H_i + i'_{ac}) - Bi_{gp} - Q_{pr} \qquad (4.9)$$

Q_{pr} — căldura pierdută prin pereţii secţiei de radiaţie în unitatea de timp; i_{gp} — entalpia gazelor de ardere, la temperatura de ieşire din secţia de radiaţie (temperatura la prag), corespunzătoare unui kg de combustibil; *i'ac* — entalpia amestecului combustibil (pentru un kg de combustibil), în care intervine aerul preîncălzit.

Se recomandă ca diferenţele locale de temperatură dintre fluide, pentru diversele fascicule de tuburi plasate în secţia de convecţie a cuptorului, să nu fie mai mici decît 70°C.

4.6. DIMENSIONAREA SECŢIEI **DE RADIAŢIE**

4.6.1. **STABILIREA NUMĂRULUI DE CIRCUITE IN PARALEL**

In majoritatea cazurilor, în secţia de radiaţie a cuptoarelor paralelipipedice se utilizează două circuite în paralel, iar la cuptoarele cilindrice se folosesc două sau patru circuite. Diametrul tuburilor şi numărul de circuite se aleg astfel încît să se obţină pentru materia primă viteza de masă (debitul specific) sau viteza liniară, în limitele recomandate. Aceste limite sînt impuse de un transfer de căldură bun, de o cădere de presiune redusă şi de evitarea (reducerea) cocsării tuburilor (tab. 4.7).

Valorile din tabel sînt orientative şi nu rigide, unii proiectanţi admiţînd şi viteze ceva mai mari, ca de exemplu la cuptoare *DAV,* sau

TABELIUL 4.7

Viteze recomandate pentru materia primă în tuburi

Cuptor (instalaţie sau proces)	Viteza de masă, [kg/m² s.]	Viteza liniară w, [m/s] pt. densitatea ρ, [kg/m³]
DA	855—1 220	ρ=850; w=1,01—1,44
DV	295— 490	ρ=900; w=0,33—0,54
Refierbător	730—1 220	ρ=750; w=0,97—1,63
Încălzire ulei	1 710—2 195	ρ=900; w=1,90—2,44
RC	220— 340	—
Cocsare	1 710—2 195	ρ=950; w=1,80—2,31
Hidrotratare, hidrocracare	730— 975	—
CC	1 465—1 955	ρ=850; w=1,72—2,30
Generare abur	490— 730	ρ=1 000; w=0,49—0,73
Supraîncălzire abur (presiune ridicată)	145— 365	—

uneori şi viteze mai mici, ca de exemplu la generatoare de abur şi cuptoare de cocsare.

Vitezele liniare din tabel sînt exprimate pentru densităţi aproximative ale materiei prime lichide reci.

Pentru încălzirea amestecurilor gazoase se recomandă viteze liniare, în condiţiile medii de lucru, de ordinul 15—20 m/s.

La supraîncălzire de abur, de exemplu pentru 35 bar şi 350°C, p=13,03 kg/m³ şi corespunde tu=11, 13—28,01 m/s.

4.6.2. ALEGEREA TENSIUNII TERMICE

Tensiunea termică (fluxul termic specific) din secţia de radiaţie a cuptoarelor este un parametru foarte important şi alegerea sa pentru dimensionarea secţiei de radiaţie trebuie să se facă în limitele recomandate rtab. 4.8^. stabilite De baza observaţiilor Dractice.

TABELUL 4.8

Tensiuni termice recomandate pentru secţia de radiaţie

Cuptor (instalaţie sau proces)	Tensiune termică, [W/m²]
DA	32 000—47 000
DV	23 000—31 000
Cocsare	29 000—35 000
RC	24 000—41 000
Reducere viscozitate — încălzire	29 000—35 000
Reducere viscozitate — reacţie	19 000—22 000
CC	23 000—34 000
Hidrotratare, hidrocracare	32 000—41 000
Încălzire ulei	26 000—34 000
Refierbător	32 000—37 000
Piroliză benzină	58 000—79 000
Deparafinare, extracţie cu solvenţi, dezasfaltare cu propan	23 000—28 000

Se constată că tensiunile termice recomandate au obișnuit valori mai mici la cuptoarele pentru fracțiuni petroliere grele, la care formarea cocsului este mai frecventă. Valoarea maximă a tensiunii termice este intîlnită la cuptoarele de piroliză. Cu creșterea tensiunii termice, crește în general temperatura peretelui tuburilor. Valoarea tensiunii termice determină lungimea serpentinei și deci timpul de ședere a materiei prime in secția de radiație a cuptorului, respectiv căderea de presiune a materiei prime. Tensiunea termică trebuie să fie mai mare, atunci cînd materia primă trebuie încălzită la o temperatură mai ridicată. Rezultă, din cele anterioare, că valoarea tensiunii termice din secția de radiație are numeroase implicații asupra proceselor de încălzire, vaporizare și reacție ale materiei prime.

Pentru comparație, în secția de radiație a cazanelor recuperatoare prevăzute cu focar, ca de exemplu, cele din instalațiile de cracare catalitică, se recomandă tensiuni termice de ordinul 120 000 W/m^2 pentru vaporizator și de ordinul 35 000 W/m^2 pentru supraîncălzitor.

4.6.3. STABILIREA DIMENSIUNILOR SECȚIEI DE RADIAȚIE ȘI A AMPLASĂRII TUBURILOR

Se aleg în ordine următoarele: tipul constructiv de cuptor (paralelipipedic, cilindric); modul de amplasare a tuburilor în secția de radiație (numai pe pereții laterali sau în serpentină continuă pe cei 4 pereți, la cuptoarele paralelipipedice; amplasarea verticală a tuburilor, la cuptoarele cilindrice etc.) și valoarea tensiunii termice în secția de radiație (conform recomandărilor).

Fluxul termic schimbat în secția de radiație poate fi impus (cazul în care materia primă circulă numai prin secția de radiație) sau poate fi calculat, prin bilanțul termic al secției de radiație. In ambele cazuri trebuie admisă temperatura gazelor de ardere la trecerea din secția de radiație în secția de convecție (la prag). Această temperatură este, în majoritatea cazurilor, cuprinsă între 700 și 1 100°C. Alegerea ei se face in funcție de tensiunea termică și de temperatura medie a materiei prime în secția de radiație. Temperatura la prag a gazelor de ardere se ia mai mică, în cazul tensiunilor termice mici și în cazul temperaturilor medii ale materiei prime mici.

La cuptoarele cu circulație a materiei prime numai prin secția de radiație, după fixarea temperaturii gazelor de ardere la prag, se poate calcula debitul de combustibil necesar (la celelalte cuptoare, debitul de combustibil se calculează anterior, după stabilirea căldurii utile și a randamentului).

Aria de transfer de căldură necesară în secția de radiație se calculează cu relația:

$$A_r = \frac{Q_r}{T_t} \qquad (4.10)$$

La cuptoarele cilindrice se alege, de exemplu, numărul de tuburi verticale (multiplu al numărului de circuite) și se calculează-diametrul cer-

cului corespunzător axelor tuburilor și diametrul interior al camerei de radiație. In continuare, se stabilește lungimea unui tub:

$$L = \frac{A_r}{n\pi d_e} \qquad (4.11)$$

și înălțimea camerei de radiație. Dacă diametrul camerei de radiație sau raportul înălțime/diametru nu au valori în limitele recomandate, se alege un alt număr de tuburi.

La cuptoarele paralelipipedice se aleg lungimea și lățimea, conform recomandărilor practice, și se calculează numărul de tuburi (sau numărul de spire), rezultînd în continuare înălțimea necesară a camerei de radiație, care trebuie să aibă o valoare rezonabilă.

Cunoscîndu-se geometria secției de radiație și avînd fixat numărul de arzătoare (injectoare), se stabilește amplasarea acestora.

Trebuie să se stabilească la dimensionarea secției de radiație și dimensiunile (lungime și lățime) secției de convecție, în conformitate cu recomandările făcute în paragraful corespunzător.

Tensiunea volumetrică a focarului (secției de radiație) reprezintă raportul dintre căldura totală introdusă și dezvoltată în focar, în unitatea de timp (entalpia aerului se ia la temperatura de preîncălzire), și volumul camerei de radiație:

$$\text{^JȘSgSS} \qquad (4.12)$$

La cuptoarele tubulare de rafinării, $T_{„}$ are valori de ordinul 45 000... 80 000 W/m^3 (pentru comparație, la cazane de abur T_v este de ordinul 350 000 W/m^3). O tensiune volumetrică mare este asociată cu o tensiune termică mare.

Cunoscîndu-se, după dimensionarea secției de radiație, geometria secției și condițiile de lucru, urmează să se verifice dacă este asigurată tensiunea termică admisă.

La secțiile de radiație actuale cu tuburi orizontale, circulația materiei prime se poate face global descendent sau ascendent, acest sens depinzînd printre altele și de legătura de transfer a cuptorului. La circulația ascendentă, sensul circulației forțate este același cu sensul circulației libere. La circulația descendentă există contracurent în raport cu gazele de ardere, dar acest lucru nu intervine în calculul fluxului termic schimbat. Tuburile superioare sînt mai solicitate termic decît cele inferioare și ele sînt răcite mai bine de materia primă, dacă aceasta circulă descendent. Alegerea sensului global de circulație a materiei prime în secția de radiație depinde deci de mai mulți factori.

4.7. VERIFICAREA TENSIUNII TERMICE DIN SECȚIA DE RADIAȚIE

4.7.1. RELAȚIA DE VERIFICARE A TENSIUNII TERMICE

In secția de radiație a cuptoarelor, suprafața exterioară a tuburilor primește căldură prin radiație (de la flacără, de la componenții triatomici ai gazelor de ardere și de la pereți) și prin convecție (de la gazele

de ardere). Fluxul termic primit de tuburi în secția de radiație Q_r se va compune deci, din fluxul termic primit prin radiație Q_r și fluxul termic primit prin convecție $Q'^{\wedge}$.

In capitolul „Procese de transfer de căldură", fluxul termic schimbat prin radiație, în regim staționar, între două corpuri solide, s-a exprimat prin relația generală:

$$Q=5{,}67C_{1-2}A_1\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]$$

în care indicele *1* se referă la corpul cald. Constanta universală a radiației este exprimată în unitățile fundamentale S.I. $C\backslash_{-2}$ este coeficientul de radiație reciprocă între cele două corpuri.

în cazul secției de radiație a cuptoarelor, neavînd sens o arie a corpului cald (mediu complex), A_x se înlocuiește cu aria echivalentă a ecranului A_{ee} (corpul rece). Aria ecranului de tuburi reprezintă aria exterioară a tuburilor existente în secția de radiație *(A_r). Aria echivalentă a ecranului* este aria plană continuă (fictivă) care, în condițiile date, ar absorbi același flux termic ca și ecranul de tuburi.

Pentru schimbul de căldură prin radiație, în secția de radiație a cuptoarelor,'relația anterioară se scrie sub forma:

$$Q'_r=5{,}67FA_{ee}\left[\left(\frac{T_{mf}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_e}{100}\right)^4\right] \qquad (4.13)$$

în care: T_mf este temperatura medie din focar (corpul cald); T_e — temperatura medie a ecranului; F — coeficientul de radiație reciprocă, în acest caz cu mediu cald complex și cu utilizare a ariei echivalente a corpului rece.

Aria plană ocupată de ecran A_p se calculează cu relația:

$$A_p=\frac{nsL}{n_s} \qquad (4.14)$$

în care: n reprezintă numărul total de tuburi din secția de radiație: s — pasul tuburilor; L — lungimea tuburilor, pe care se realizează efectiv transferul de căldură; n_s — numărul șirurilor de tuburi în ecran (1 sau 2).

Cînd tuburile sînt plasate pe pereți, A_p este aria pereților pe care sînt plasate tuburile.

Raportul A_{ee}/A_p se notează cu K_r, se numește *coeficient relativ de radiație* și poate fi calculat în funcție de modul de realizare și amplasare a ecranului și de pasul relativ al tuburilor.

Aria echivalentă a ecranului poate fi exprimată m funcție de A_r, astfel:

$$A_{ee}=K_rA_p=K_r\frac{nsL}{n_s}=\frac{K_rs}{\pi d_e n_s}n\pi d_eL$$

$$A_{ee}=\frac{K_rs}{\pi d_e n_s}A_r. \qquad (4.15)$$

Rezultă în continuare următoarea, expresie a lui Q'_r ;

$$Q'_r=5{,}67F\frac{K_rs}{\pi d_e n_s}A_r\left[\left(\frac{T_{mf}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_e}{100}\right)^4\right] \qquad (4.16)$$

Fluxul termic schimbat prin convecție, în secția de radiație, se exprimă prin legea lui Newton:

$$Q_r'' = \alpha_c A_r (t_{mf} - t_e) \tag{4.17}$$

în care α_c este coeficientul de convecție [W/m^2 C].

Conform definiției, tensiunea termică din secția de radiație este:

$$T_t = \frac{Q_r}{A_r} = \frac{Q_r + Q_r}{A_r}$$

Sub o formă generală, relația utilizată în prezent pentru verificarea tensiunii termice din secția de radiație se scrie astfel:

$$T_t = \sigma F \frac{K_r s}{\pi d_e n_t} (T_{mf}^4 - T_e^4) + \alpha_c (t_{mf} - t_e) \tag{4.18}$$

Această relație, omogenă dimensional, conține un prim termen, referitor la transferul de căldură prin radiație și un al doilea termen, referitor la transferul de căldură prin convecție.

T_t reprezintă tensiunea termică în W/m^2; o — constanta universală a radiației (5,67-10-^{8}W/m^{2}K^4).

Lobo și Evans recomandă pentru coeficientul de convecție valoarea medie constantă:

$$\alpha_c = 11{,}37 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

iar pentru coeficientul de radiație reciprocă relația de calcul:

$$F = \frac{1}{1{,}111 + \frac{1 - e_g}{e_g}\psi} \tag{4.19}$$

în care: ψ reprezintă gradul de ecranare a secției de radiație; e_g — coeficientul de emisie a gazelor din focar.

Mai corect, ar trebui ca această relație a lui F să se utilizeze pentru $\psi > 0{,}6667$, iar la valori $\psi < 0{,}6667$ să se calculeze F cu relația:

$$F = \frac{1}{0{,}111 + \frac{7\psi(1-e_g) + e_g(5+3\psi)}{7e_g(1-e_g) + e_g^2(5+3\psi)}} \tag{4.20}$$

F crește, cu creșterea lui e_g și cu scăderea lui ĩ-

Belokoni recomandă pentru calcularea lui QL_C următoarea relație:

$$\alpha_c = 2{,}09 \ (t_{mf} - t_e)^{0{,}25} [\text{W/m}^2 \text{ °C}]. \tag{4.21}$$

Pe baza teoriei lui Belokoni, s-a stabilit pentru F următoarea expresie simplă:

$$F = 0{,}9 e_g (2 - \psi) \tag{4.22}$$

In cazuri practice, utilizîndu-se relația de bază cu diversele variante pentru F și x_0 se obțin rezultate apropiate. Cercetările mai recente, referitoare la transferul de căldură din secția de radiație a cuptoarelor, nu s-au concretizat, pînă acum, prin relații aplicabile practic.

4.7.2. COEFICIENTUL RELATIV DE RADIAȚIE

K_r reprezintă raportul dintre aria echivalentă a ecranului A_{ee} și aria plană ocupată de ecran Ap.

K_r depinde de numărul șirurilor de tuburi, de poziția ecranului și de valoarea relativă a pasului tuburilor și se calculează cu următoarele relații, deduse analitic prin aplicarea legii lui Lambert:

— pentru un singur șir de tuburi plasat la perete:

$$K_r = 2x - x^2 \tag{4.23}$$

— pentru două șiruri de tuburi decalate plasate la perete:

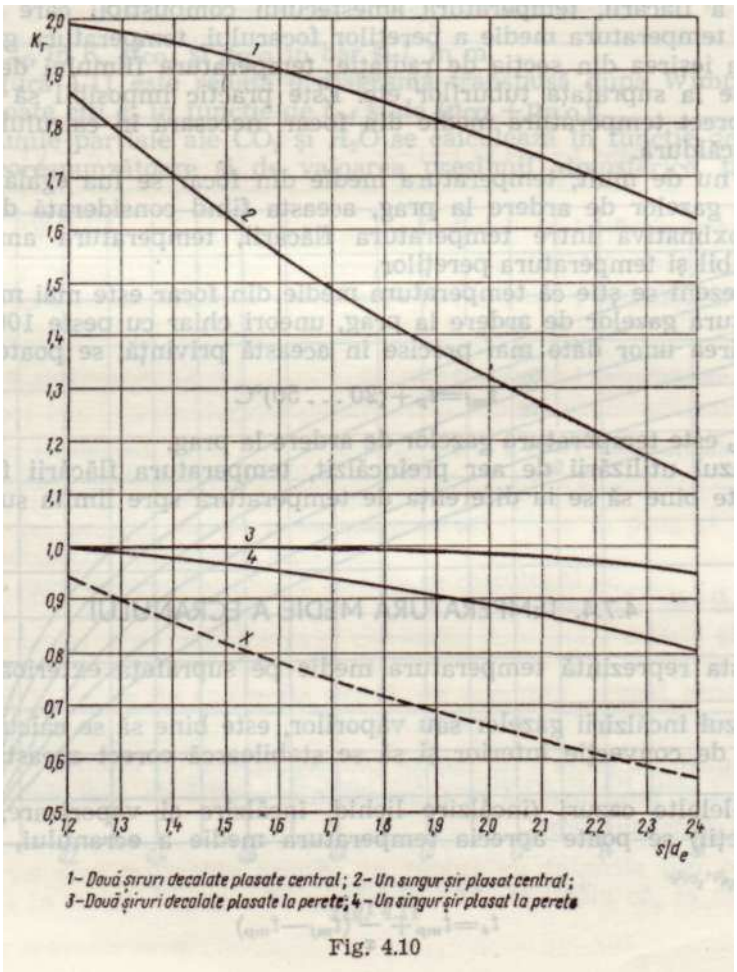
$$K_r = 4x - 6x^2 + 4x^3 - x^4 \tag{4.24}$$

— pentru un singur șir de tuburi plasat central:

$$K_r = 2x \tag{4.25}$$

— pentru două șiruri de tuburi decalate plasate central:

$$K_r = 4x - 2x^2 \tag{4.26}$$



1 – Două șiruri decalate plasate central; 2 – Un singur șir plasat central;
3 – Două șiruri decalate plasate la perete; 4 – Un singur șir plasat la perete

Fig. 4.10

In toate aceste relaţii x are expresia (arc tg se exprimă în radiani):

$$x=1-\frac{d_e}{s}\left[\sqrt{\left(\frac{s}{d_e}\right)^2-1}-\text{arc tg}\sqrt{\left(\frac{s}{d_e}\right)^2-1}\right] \quad (4.27)$$

în figura 4.10 sînt reprezentate grafic variaţiile celor 4 valori ale lui K_r, precum şi variaţia Iui x, în funcţie de raportul s/d_e.

Mai corect, în cazul tuburilor plasate la perete pe un singur şir, K_r depinde, într-o măsură nu prea mare, şi de distanţa la care sînt plasate tuburile faţă de perete (K_r creşte, pînă la o limită, cu creşterea acestei distanţe).

4.7.3. TEMPERATURA MEDIE DIN FOCAR

Tuburile din secţia de radiaţie primesc căldură prin radiaţie, direct sau indirect, de la flacără, de la componenţii triatomici ai gazelor de ardere şi de la pereţii focarului. In secţia de radiaţie, în exteriorul tuburilor, există o diversitate de temperaturi, ca de exemplu: temperatura maximă a flăcării, temperatura amestecului combustibil care pătrunde, în focar, temperatura medie a pereţilor focarului, temperatura gazelor de ardere Ia ieşirea din secţia de radiaţie, temperatura filmului de gaze de ardere de la suprafaţa tuburilor etc. Este practic imposibil să se stabilească corect temperatura medie din focar, necesară în calculul transferului de căldură.

Pînă nu de mult, temperatura medie din focar se lua egală cu temperatura gazelor de ardere la prag, aceasta fiind considerată drept medie aproximativă între temperatura flăcării, temperatura amestecului combustibil şi temperatura pereţilor.

In prezent se ştie că temperatura medie din focar este mai mare decît temperatura gazelor de ardere la prag, uneori chiar cu peste 100°C. Pînă la stabilirea unor date mai precise în această privinţă, se poate admite:

$$t_{mf}=t_p+(20\ldots50)°\text{C} \quad (4.28)$$

în care t_p este temperatura gazelor de ardere la prag.

In cazul utilizării de aer preîncălzit, temperatura flăcării fiind mai mare, este bine să se ia diferenţa de temperatură spre limita superioară.

4.7.4. TEMPERATURA MEDIE A ECRANULUI

Aceasta reprezintă temperatura medie pe suprafaţa exterioară a tuburilor.

In cazul încălzirii gazelor sau vaporilor, este bine să se calculeze coeficientul de convecţie interior şi să se stabilească corect această temperatură.

In celelalte cazuri (încălzire lichid, încălzire şi vaporizare, cu sau fără reacţii) se poate aprecia temperatura medie a ecranului, prin relaţia:

$$t_e=t_{mp}+\frac{1}{x}(t_{mf}-t_{mp}) \quad (4.29)$$

Temperatura t_{mv} este temperatura medie a materiei prime în secția de radiație. Coeficientul x are obișnuit valori de ordinul 15 ... 25. Temperatura ecranului crește sensibil, atunci cînd în interiorul tuburilor se depune un strat de cocs.

4.7.5. COEFICIENTUL DE EMISIE A GAZELOR

Coeficientul de emisie a gazelor de ardere, în secția de radiație a cuptoarelor, poate fi calculat, în primul rînd, cu ajutorul relației:

$$e_g = 0{,}6344 - 0{,}00017\, t_{mf} + 0{,}1886\, \ln[(p_{CO_2} + p_{H_2O})l] \qquad (4.30)$$

în care t_{mf}, în °C, presiunile parțiale ale $C0_2$ și H_sO în bar, iar grosimea medie a stratului de gaze în m.

Această relație se aplică în domeniile: $i_{m/} = 600 \ldots 1\,600$°C și $(PCO_{„}+PH_2O.)$ Z=0,4 ... 1,8 bar-m.

O a doua relație stabilită pentru calcularea lui e„ este următoarea:

$$e_g = (176\, \frac{p_{H_2O}}{p_{CO_2}} + 424)\, \frac{(p_{CO_2} l)^{0,414}}{T_{mf}} \qquad (4.31)$$

în care T_{mf}, în K, $p\,co_2$. și $PH_{„}O$ în bar și l, în m.

In figura 4.11 este redată o diagramă transpusă după Wimpress, din care se poate citi e_g în funcție de t_{mf} și de $(PCO_2+PH_2O)L$

Presiunile parțiale ale CO_a și HUO se calculează în funcție de fracțiile molare corespunzătoare și de valoarea presiunii atmosferice, ținîndu-se

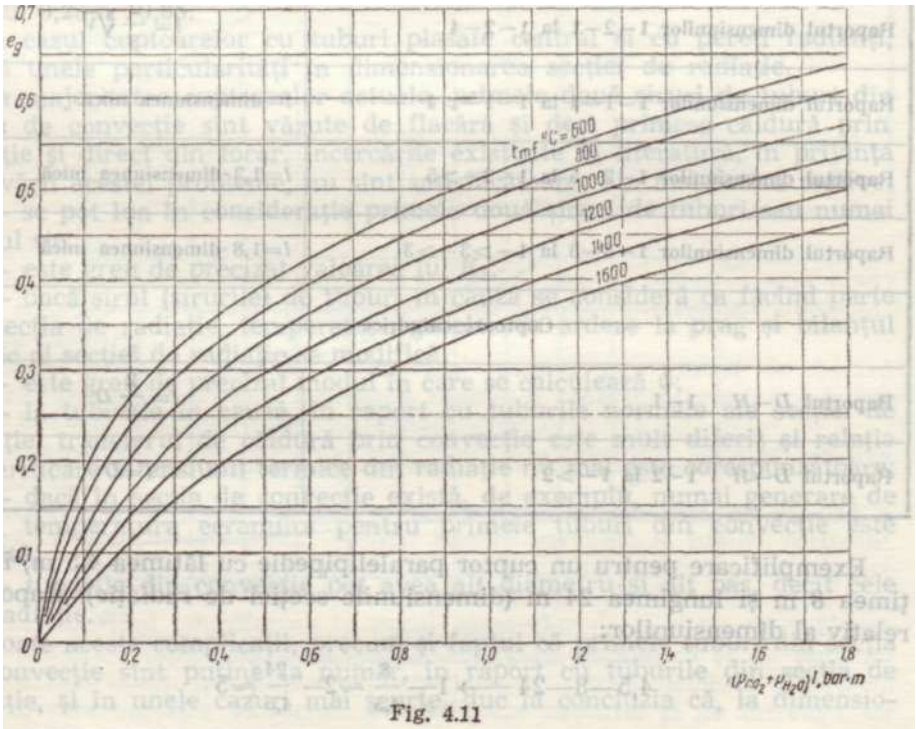


Fig. 4.11

seamă şi de altitudine. Se poate eventual lua în consideraţie, la calculul presiunilor parţiale, şi umiditatea iniţială a aerului atmosferic (temperatura atmosferică şi umiditatea relativă -~50%).

4.7.6. GROSIMEA MEDIE A STRATULUI DE GAZE

Această lungime poate fi calculată cu relaţia lui Hausen, care fiind generală este mai puţin exactă:

$$l=3{,}6\,\frac{V}{A_t} \qquad (4.32)$$

în care: V reprezintă volumul camerei de radiaţie, iar A_t aria totală a pereţilor secţiei de radiaţie.

Obişnuit se utilizează următoarele recomandări privind valoarea lui l, pentru secţia de radiaţie a cuptoarelor (tab. 4.9).

TABELUL 4.9

Grosimea medie a stratului de gaze în secţia de radiaţie

Cuptoare paralelipipedice	
Raportul dimensiunilor 1—1—1 la 1—1—3	$l=\frac{2}{3}\sqrt[3]{V}$
Raportul dimensiunilor 1—2—1 la 1—2—4	$l=\frac{2}{3}\sqrt[3]{V}$
Raportul dimensiunilor 1—1—4 la 1—1—>4	l=dimensiunea mică
Raportul dimensiunilor 1—2—5 la 1—2—>5	l=1,3 ·dimensiunea mică
Raportul dimensiunilor 1—3—3 la 1—>3—>3	l=1,8 ·dimensiunea mică
Cuptoare cilindrice	
Raportul $D-H$ 1—1	$l=\frac{2}{3}D$
Raportul $D-H$ 1—2 la 1—>2	$l=D$

Exemplificare pentru un cuptor paralelipipedic cu lăţimea 4,5 m, înălţimea 8 m şi lungimea 24 m (dimensiunile secţiei de radiaţie). Raportul relativ al dimensiunilor:

$$4{,}5—8—24 \longrightarrow 1—\frac{8}{4{,}5}\approx 2—\frac{24}{4{,}5}\approx 5$$

Grosimea medie a stratului de gaze:

$$l=1{,}3\cdot 4{,}5=5{,}85 \text{ m}$$

După Hausen, considerînd secţia de radiaţie perfect paralelipipedică şi cu jumătate din plafon liber:

$$l=3{,}6\cdot \frac{4{,}5\cdot 8\cdot 24}{(4{,}5\cdot 1{,}5+2\cdot 8)24+2\cdot 4{,}5\cdot 8}=5{,}03 \text{ m}$$

(cele două valori obţinute sînt destul de apropiate).

4.7.7. GRADUL DE ECRANARE

La cuptoarele obişnuite cu tuburile plasate pe pereţi, gradul de ecranare este definit prin relaţia:

$$\psi=\frac{A_{ee}}{A_t} \qquad (4.33)$$

în care: A_t este aria totală a pereţilor secţiei de radiaţie, iar A_{ee} — aria echivalentă a ecranului, definită anterior prin intermediul lui K_r.

La cuptoarele cu tuburi plasate central, gradul de ecranare este definit prin relaţia:

$$\psi=\frac{A_{ee}}{A_t+A_{ee}} \qquad (4.34)$$

La majoritatea cuptoarelor actuale, gradul de ecranare are valori de ordinul 0,25 ... 0,85.

în cazul cuptoarelor cu tuburi plasate central şi cu pereţi radianţi, există unele particularităţi în dimensionarea secţiei de radiaţie.

La majoritatea cuptoarelor actuale, primele două şiruri de tuburi din secţia de convecţie sînt văzute de flacără şi deci primesc căldură prin radiaţie şi direct din focar. încercările existente în literatură, în privinţa rezolvării acestei probleme, nu sînt satisfăcătoare, din mai multe motive:

— se pot lua în consideraţie primele două şiruri de tuburi sau numai primul şir;

— este greu de precizat valoarea lui K_r;

— dacă şirul (şirurile) de tuburi în cauză se consideră ca făcînd parte din secţia de radiaţie, temperatura gazelor de ardere la prag şi bilanţul termic al secţiei de radiaţie se modifică;

— este greu de precizat modul în care se calculează ψ;

— la tuburile în cauză, în raport cu tuburile normale ale secţiei de radiaţie, transferul de căldură prin convecţie este mult diferit şi relaţia de verificare a tensiunii termice din radiaţie nu mai este corespunzătoare;

— dacă în secţia de convecţie există, de exemplu, numai generare de abur, temperatura ecranului pentru primele tuburi din convecţie este diferită;

— tuburile din convecţie pot avea alt diametru şi alt pas, decît cele din radiaţie.

Toate aceste complicaţii, precum şi faptul că primele tuburi din secţia de convecţie sînt puţine la număr, în raport cu tuburile din secţia de radiaţie, şi în unele cazuri mai scurte, duc la concluzia că, la dimensio-

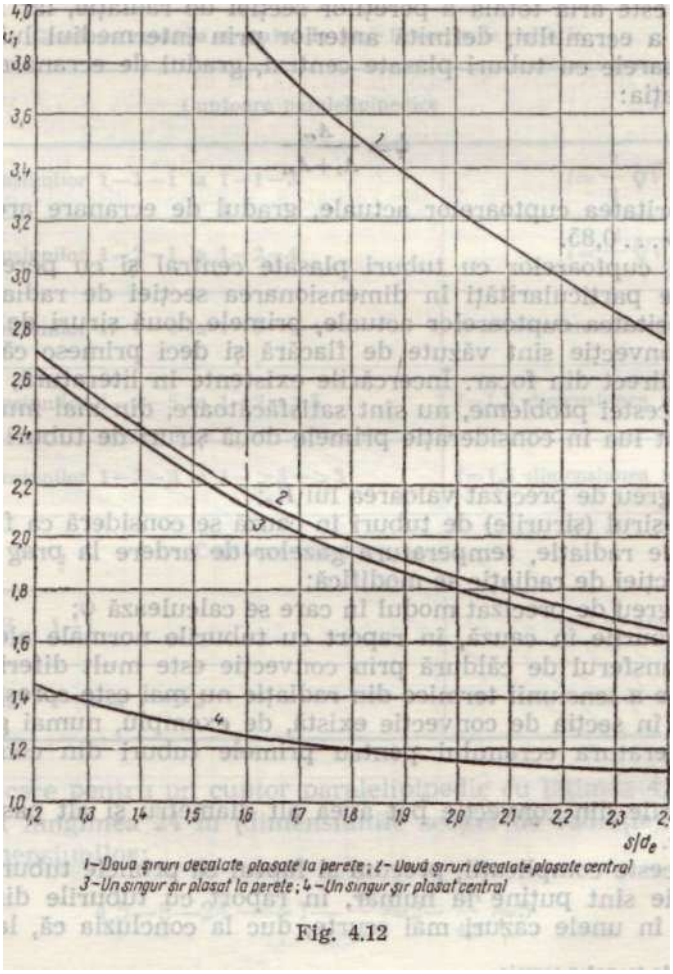
narea secției de radiație, poate fi neglijată prezența tuburilor din secția de convecție văzute de flacără.

In cadrul acestui paragraf a fost prezentată metodica de verificare a tensiunii termice din secția de radiație. Dacă tensiunea termică rezultată din calcul este diferită de cea admisă la dimensionarea secției de radiație (cu mai mult de 3—4%), calculul trebuie repetat, modificîndu-se în primul rînd temperatura gazelor de ardere la prag.

4.8. STABILIREA TEMPERATURII MAXIME A ECRANULUI

Cunoașterea temperaturii maxime a peretelui tuburilor din secția de radiație este necesară, pentru alegerea materialului din care sînt confecționate tuburile.

Tensiunea termică pentru care se dimensionează secția de radiație a cuptorului este o tensiune termică medie, pe circumferința și pe lungimea tuburilor. Temperatura peretelui tuburilor este mai mare la tuburile finale, în care temperatura materiei prime este mai mare, și în porțiunea



1—Două șiruri decalate plasate la perete; 2—Două șiruri decalate plasate central
3—Un singur șir plasat la perete; 4—Un singur șir plasat central

Fig. 4.12

tuburilor în care tensiunea termică este maximă. Tensiunea termică este maximă pe partea văzută de flacără a tuburilor şi în porţiunea mai apropiată de zona cu temperatură maximă a flăcării.

Tensiunea termică maximă se află prin înmulţirea tensiunii termice medii cu trei coeficienţi de corecţie:

$$T_{t\,max} = C_1 C_2 C_3 T_t \qquad (4.35)$$

Coeficientul C_t este dependent de pasul relativ al tuburilor (s/d_e), de numărul şirurilor de tuburi care formează ecranul (un singur şir sau două şiruri decalate) şi de modul de plasare a ecranului (la perete, cu tuburile văzute de flacără pe o singură parte, sau central, cu tuburile văzute de flacără pe ambele părţi).

Valoarea lui C_t se citeşte din diagrama din figura 4.12 şi are desigur valori supraunitare. C\ ţine seamă de variaţia tensiunii termice pe circumferinţa tuburilor. Tensiunea termică este mai uniformă la tuburile plasate central pe un singur şir (C_t are valori minime) şi mai neuniformă în cazul a două şiruri plasate la perete. Valoarea lui C_x este mai mică, pentru valori mai mari ale pasului relativ al tuburilor.

Valorile relative ale tensiunii termice locale, în funcţie de unghiul la centru în raport cu direcţia şi sensul flăcării, pentru pasul relativ $s/d_e=2$ si pentru ecranele cu un singur şir de tuburi, sînt redate în tabelul 4.10.

TABELUL 4.10

Valori relative ale tensiunii termice locale

Plasarea tuburilor	Tensiunea termică relativă						
	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
La perete	1	0,918	0,703	0,451	0,312	0,315	0,342
Central	1	0,918	0,756	0,672	0,756	0,918	1

Pentru plasarea tuburilor la perete (acestea sînt văzute de flacără pe o singură parte), valoarea medie a tensiunii termice relative este 0,562 şi se constată din datele prezentate că pe spatele tubului se simte influenţa radiaţiei peretelui.

Pentru plasarea centrală a tuburilor (acestea sînt văzute de flacără simetric pe ambele părţi), valoarea medie a tensiunii termice relative este 0,837 (sensibil mai mare ca în cazul anterior).

La valori s/d_e mai mici, valorile medii ale tensiunii termice relative sînt mai mici.

Coeficientul C_2 este dependent de distanţa medie faţă de flacără a diverselor zone ale tuburilor. Pentru flacără verticală şi tuburi verticale, tensiunea termică este mai uniformă în cazul tuburilor scurte (C_2 are valori mai mici). Pentru flacără verticală şi tuburi orizontale, tensiunea termică este mai neuniformă în cazul camerelor de radiaţie de înălţime mare (tuburile superioare sînt mai îndepărtate de flacără şi au tensiuni termice mai mici). La camerele de radiaţie cu pereţi radianţi, tensiunea termică este aproape uniformă, pentru toate tuburile şi pe întreaga lor lungime (C_2 are valori minime).

Pentru C_2 se pot lua următoarele valori:

— Cuptoare cilindrice $H/D=2;\ C_2=1{,}2\ldots1{,}3$

$H/D=3;\ C_2=1{,}3\ldots1{,}4$

$H/D=4;\ C_2=1{,}4\ldots1{,}5$

— Cuptoare paralelipipedice verticale *(l* — lățimea)

$H/l=1;\ C_2=1{,}1\ldots1{,}2$

$H/l=2;\ C_2=1{,}2\ldots1{,}3$

$H/l=3;\ C_2=1{,}3\ldots1{,}4$

— Cuptoare cu pereți radianți

$C_2=1{,}0\ldots1{,}1$

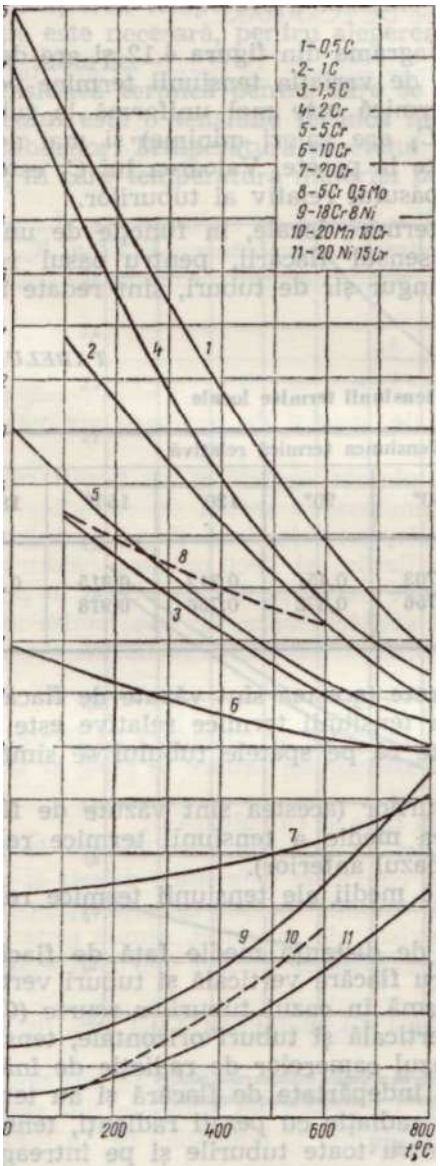


Fig. 4.13

Coeficientul C_3 ține seamă de influența relativă a transferului de căldură prin convecție, în raport cu transferul de căldură prin radiație, asupra tensiunii termice. La cuptoarele cu valori mari ale raportului *H/D* sau *H/l,* porțiunea superioară a tuburilor verticale sau tuburile orizontale din zona superioară primesc mai multă căldură prin convecție (în raport cu zona inferioară) și tensiunea termică se mai uniformizează (C_3 are valori mai mici, subunitare). La cuptoarele cu pereți radianți influența transferului de căldură prin convecție, în raport cu transferul de căldură prin radiație, asupra uniformității tensiunii termice este redusă și în sens negativ (C_3 are valori mai mari).

Pentru C_3 se pot lua următoarele valori:

— Cuptoare cu flacără cu *H/D* sau *H/l* mare; $C_3=0{,}8\ldots0{,}9$;

— Cuptoare cu flacără cu *H/D* sau *H/l* mic; $C_3=0{,}9\ldots1{,}0$;

— Cuptoare cu pereți radianți; $C_3=1{,}0\ldots1{,}1$.

Temperatura maximă a ecranului se calculează cu relația:

$$t_{e,\,max}=t_{mp,\,max}+\frac{T_{tmax}}{k_e} \qquad (4.36)$$

Coeficientul global de transfer de căldură între materia primă și

suprafața exterioară a tuburilor (convecție în interiorul tubului și conducție în peretele tubului) are expresia:

$$k_e = \frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i} + \frac{d_e}{2\lambda_0} \ln \frac{d_e}{d_i}} \qquad (4.37)$$

(X_0 este conductivitatea termică a oțelului din care sînt confecționate tuburile, la temperatura peretelui).

In figura 4.13 sînt redate variațiile lui 1_0 cu temperatura, pentru diversele tipuri de oțeluri.

în cazul în care în interiorul tuburilor se depune un strat de cocs, trebuie să se țină seamă și de rezistența termică a acestuia (temperatura ecranului crește).

In tabelul 4.11 se prezintă temperaturile maxime admisibile ale ecranului, pentru tuburi confecționate din cîteva tipuri de oteluri.

TABELUL 4.11

Temperaturi maxime admisibile pentru tuburi din oțel

Oțel	$t_{max.adm.}$ [°C]	Oțel	$t_{max.adm.}$ [°C]
C	540	9 Cr— 1 Mo	705
0,5 Mo	595	18 Cr— 8 Ni	815
5 Cr—1 Mo	650	25 Cr—20 Ni	1 010

în anexa 11 sînt discutate particularitățile secției de radiație pentru cuptoarele cu pereți radianți.

4.9. DIMENSIONAREA SECȚIEI DE CONVECȚIE

în cele ce urmează, se prezintă metodica și relațiile de bază pentru dimensionarea unui fascicul de tuburi normale, plasat în secția de convecție a cuptorului, așezarea obișnuită a tuburilor fiind cea în triunghi echilateral (în raport cu așezarea în pătrat, turbulența gazelor de ardere este mai accentuată și deci coeficientul de convecție mai mare).

Din bilanțul termic al secției, se cunosc fluxul termic schimbat și temperaturile de intrare și ieșire ale materiei prime și gazelor de ardere.

Necunoscuta problemei, aria de transfer de căldură necesară, se stabilește final din relația lui Newton:

$$A_e = \frac{Q}{k_{ed} \cdot \Delta t}$$

în care coeficientul global de transfer de căldură, exprimat pe unitatea de arie exterioară a tuburilor, are expresia:

$$k_{ed} = \frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i} + R_{d_i} \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2\lambda_0} \ln \frac{d_e}{d_i} + R_{d_e} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

In marea majoritate a cazurilor, rezistențele termice specifice ale fluidului interior, peretelui tubului și depunerilor de pe suprafețele tubului pot fi neglijate în raport cu rezistența termică specifică a fluidului exterior (gazele de ardere) și în consecință:

$$k_{ed} \approx \alpha_e.$$

Coeficientul parțial de transfer de căldură exterior însumează transferul de căldură prin convecție (forțată, din cauza existenței tirajului) de la gazele de ardere, transferul de căldură prin radiația gazelor de ardere ($C0_2$ și H_20) și transferul de căldură prin radiația pereților laterali ai secției de convecție:

$$\alpha_e = \alpha_c + \alpha_{rg} + \alpha_{rp} \tag{4.38}$$

4.9.1. COEFICIENTUL DE TRANSFER DE CĂLDURA PRIN CONVECȚIE

Au fost analizate comparativ relațiile existente pentru calcularea lui ct_c (Colburn, Litvinov, Monrad, Antufiev-Beleți și Miheev), ajungîndu-se la concluzia că cele mai bune sînt relațiile Colburn și Litvinov.

Relația generală a lui Colburn (C'=0,33 pentru așezarea tuburilor în triunghi) este:

$$Nu = C'\beta\, Re^{0,6}\, Pr^{1/3} \tag{4.39}$$

care pentru gaze de ardere poate fi simplificată la forma:

$$Nu = C\beta\, Re^{0,6}.$$

Pentru așezarea în triunghi echilateral a tuburilor, constanta C are valoarea 0,292.

Explicitîndu-se clin relație α_c, se obține:

$$\alpha_c = 0{,}292\ \beta \frac{\lambda}{d_e^{0,4}} \left(\frac{\rho w}{\mu}\right)^{0,6} \tag{4.40}$$

Proprietățile fizice aparțin gazelor de ardere și se iau Ia temperatura medie a acestora.

TABELUL 4.12

Proprietățile fizice medii ale gazelor de ardere

t, [°C]	λ, [W/m °C]	$10^{-6}\mu$, [kg/ms]	Pr
100	0,0312	19,846	0,69
200	0,0400	23,875	0,67
300	0,0483	27,520	0,65
400	0,0569	30,900	0,64
500	0,0655	33,985	0,63
600	0,0741	36,915	0,62
700	0,0826	39,632	0,61
800	0,0914	42,356	0,60
900	0,1000	44,615	0,59

Dacă se renunță la calcularea valorilor mai exacte ale proprietăților fizice ale gazelor de ardere (în funcție de compoziție și de proprietățile fizice ale componenților), se pot utiliza valorile date în tabelul 4.12, corespunzătoare unor gaze de ardere cu o compoziție medie.

Viteza gazelor de ardere se calculează pentru secțiunea minimă de curgere (secțiunea de curgere este variabilă). în majoritatea cazurilor, pentru materia primă, se iau în convecție aceleași tuburi și coturi și același număr de circuite în paralel ca și în secția de radiație. Fixîndu-se anterior lungimea secției de convecție, se alege numărul de tuburi pe șir (multiplu al numărului de circuite în paralel) și rezultă lățimea secției de convecție:

$$l_c=(n_t+0,5)s_1 \qquad (4.41)$$

(n_t este numărul de tuburi pe șir, iar s_t pasul tuburilor, egal cu latura triunghiului).

Viteza gazelor de ardere în secțiunea minimă de curgere trebuie să fie de ordinul 2 ... 5 m/s, pentru a se obține valori rezonabile pentru $<x_c$ și Ap. Valoarea vitezei de masă a gazelor de ardere (piu) nu dă indicații satisfăcătoare pentru dimensionarea secției de convecție.

Coeficientul (J din relația lui Colburn este dependent de numărul șirurilor de tuburi, care- fiind necunoscut se presupune inițial și se verifică final. Valorile lui fi pentru așezarea tuburilor în triunghi:

.

Număr siruri	2	3	4	5	6	7	8	9	≥10
β	0,73	0,82	0,88	0,91	0,94	0,96	0,98	0,99	1

Relația lui Litvinov, într-o formă modificată, pentru așezarea tuburilor în triunghi:

$$\alpha_c=\varepsilon\left(1+0,1\frac{s_1}{d_e}\right)\frac{\lambda}{d_e^{0,4}}\left(\frac{\rho w}{\mu}\right)^{0,6} \qquad (4.42)$$

Proprietățile fizice și viteza se iau ca în relația anterioară.

Valorile lui e pentru așezarea tuburilor în triunghi:

Număr șiruri	2	4	6	8	10	12	14	16	18	≥20
ε	0,175	0,215	0,228	0,235	0,239	0,242	0,244	0,245	0,246	0,247

Relația anterioară provine din forma mai generală:

$$Nu=1,13\,\varepsilon\left(1+0,1\frac{s_1}{d_e}\right)Re^{0,6}\,Pr^{1/3} \qquad (4.43)$$

Creșterea valorilor (3 și e, cu creșterea numărului de șiruri de tuburi, se explică prin creșterea turbulenței de la un șir la altul.

4.9.2. COEFICIENTUL DE TRANSFER DE CĂLDURĂ PRIN RADIAȚIA GAZELOR

Au fost analizate comparativ metodele existente pentru stabilirea lui oc_{g} (Schack, Adelson, Hottel, Wimpress și Nelson), ajungîndu-se la concluzia că cea mai bună metodă este cea bazată pe relațiile lui Schack.

In continuare se prezintă relațiile adaptate ale iui Schack:

$$\alpha_{rg}=\alpha_{CO_2}+\alpha_{H_2O} \tag{4.44}$$

$$\alpha_{CO_2}=\frac{10{,}35\, e_e\,(p_{CO_2}\,l)^{0.4}}{t_g-t_e}\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{3.2}-\left(\frac{T_e}{100}\right)^{3.2}\left(\frac{T_g}{T_e}\right)^{0.65}\right] \tag{4.45}$$

$$\alpha_{H_2O}=\frac{e_e\,(46{,}52-84{,}9p_{H_2O}\,l)\,(p_{H_2O}\,l)^{0.6}}{t_g-t_e}\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{x}-\left(\frac{T_e}{100}\right)^{x}\right] \tag{4.46}$$

$$x=2{,}32+1{,}37(p_{H_2O}\,l)^{0{,}3333} \tag{4.47}$$

«COJ Și $^{a}H_{s}o$ rezultă în W/m^2 °C, lucrîndu-se cu presiunile parțiale exprimate în bar și cu grosimea medie a stratului de gaze exprimată în m.

Coeficientul de emisie a ecranului e_{c}—0,9.

T_g în K (sau t_g în ^{D}C) este temperatura medie a gazelor de ardere.

T_e (sau t_e) este temperatura medie a ecranului.

In figura 4.14 este prezentată o nomogramă construită pe baza relației:

$$\alpha_{CO_2}=f(t_g,\ t_e,\ p_{CO_2}\,l)$$

iar în figura 4.15 o nomogramă corespunzătoare relației:

$$\alpha_{H_2O}=f(t_g,\ t_e,\ p_{H_2O}\,l)$$

In nomogramă pentru aco_2, de la valoarea lui t_g se merge pe verticală pînă la valoarea lui t_e, pe orizontală pînă la valoarea lui $pco_2 l$ Și apoi pe verticală pînă la scara lui $a_{C}o_2$-

In nomogramă pentru $a_{H_2}o$ se fac două citiri, la valorile apropiate ale lui t_e, și apoi se interpolează liniar (de la valoarea lui t_g se merge pe verticală pînă la valoarea lui $p_{H_2}o\ l$ și apoi pe orizontală pînă la scara lui OCH_2O).

Grosimea medie a stratului de gaze, la așezarea tuburilor în triunghi echilateral, se poate calcula cu una dintre relațiile:

$$l=d_e\left[0{,}9924\left(\frac{s_1}{d_e}\right)^2-0{,}9\right] \tag{4.48}$$

$$l=d_e\left[0{,}9373\left(\frac{s_1}{d_e}\right)^2-0{,}85\right] \tag{4.49}$$

$$l=d_e\left(3{,}489\,\frac{s_1}{d_e}-4{,}1\right) \tag{4.50}$$

Temperatura medie a ecranului se poate aprecia prin relația:

$$t_e\approx t_m+\frac{1}{r}\,(t_g-t_m) \tag{4.51}$$

în care t_m este temperatura medie a fluidului din tuburi.

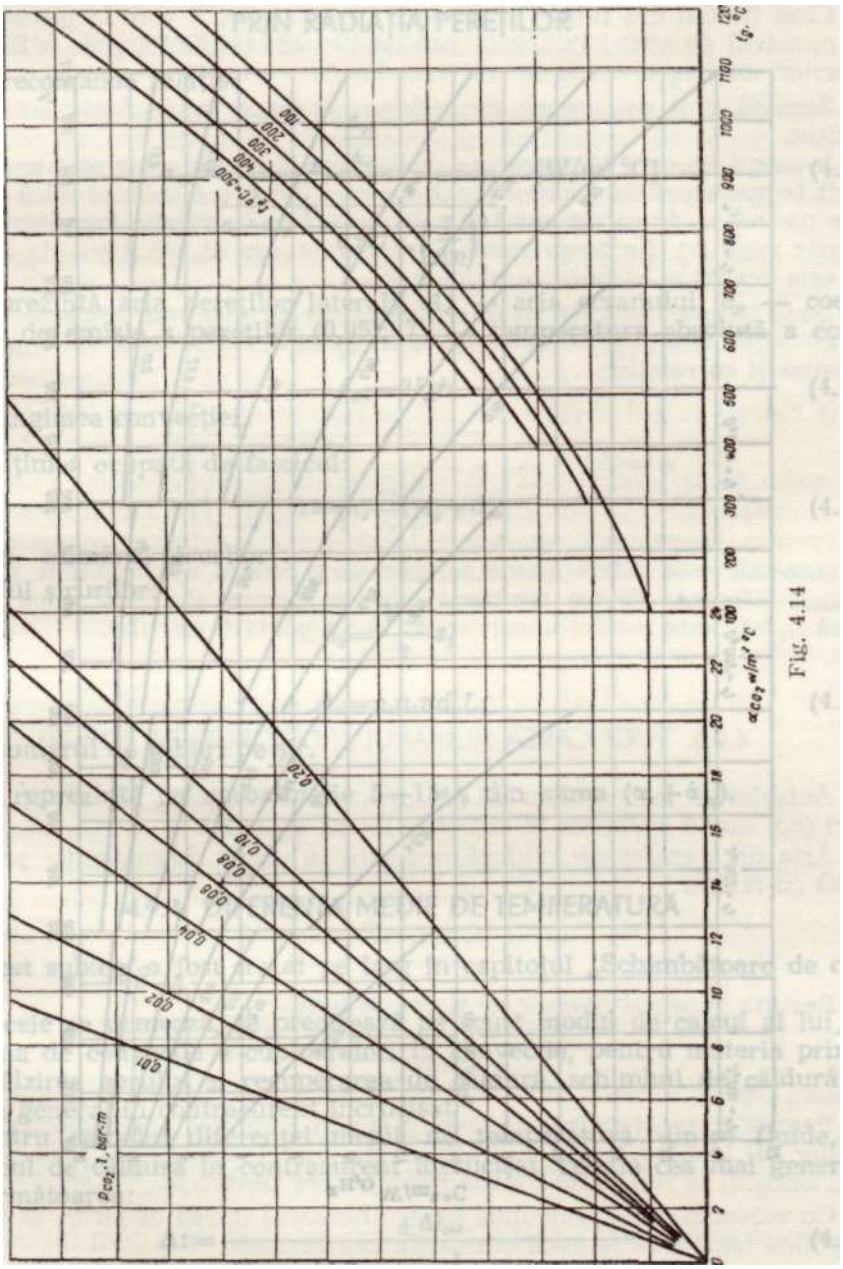

t_g, °C
α_{CO_2} w/m² °C
$p_{CO_2} \cdot l$, bar·m
t_g în °C
100
200
300
400
500
600
700
800
900
1000
1100
1200
2
4
6
8
10
12
14
16
18
20
22
24
100
200
300
400
600
800
1000
2000

Fig. 4.14

α_{H_2O} W/m² °C
t_c = 100 °C
t_c = 200 °C
t_c = 300 °C
t_c = 400 °C
t_c = 500 °C
p_{H_2O} = 1 bar · m

in
ni

C

Valoarea lui r este de ordinul 20 ... 30 (spre limita inferioară pentru păcură şi spre limita superioară la fracţiuni petroliere uşoare şi apă).

4.9.3. COEFICIENTUL DE TRANSFER DE CĂLDURĂ PRIN RADIAŢIA PEREŢILOR

Se recomandă relaţia:

$$\alpha_{rp}=\frac{\frac{A_{pl}}{A_e}}{\frac{1}{\alpha_c+\alpha_{rg}}+\frac{1}{0{,}227\,e_p\left(\frac{T_e}{100}\right)^3}} \quad [\mathrm{W/m^2\,^\circ C]} \qquad (4.52)$$

$A_p i$ reprezintă aria pereţilor laterali; A_e — aria ecranului; e_p — coeficientul de emisie a pereţilor (0,95); T_e — temperatura absolută a ecranului.

$$A_{pl}=2L\,h, \qquad (4.53)$$

L — lungimea convecţiei.

înălţimea ocupată de fascicul:

$$h=(n_s-1)s_2+d_e, \qquad (4.54)$$

n_s — numărul şirurilor

Pasul şirurilor:

$$s_2=\frac{\sqrt{3}}{2}s_1$$

$$A_e=n_s n_t \pi d_e L; \qquad (4.55)$$

n_t — numărul de tuburi pe şir.

oirp reprezintă cu aproximaţie 5—15o/$_0$ din suma (a_f+a_{rg}).

4.9.4. DIFERENŢA MEDIE DE TEMPERATURA

Acest subiect a fost tratat pe larg în capitolul „Schimbătoare de căldură".

în cele ce urmează, se precizează pe scurt modul de calcul al lui At în secţia de convecţie a cuptoarelor. în convecţie, pentru materia primă, preîncălzirea aerului şi recuperarea de căldură, schimbul de căldură se face în general în contracurent încrucişat.

Pentru calculul diferenţei medii de temperatură dintre fluide, la schimbul de căldură în contracurent încrucişat, relaţia cea mai generală este următoarea:

$$\Delta t=\frac{\pm\Delta t_{int}}{N\ln\dfrac{1}{1+\dfrac{\Delta t_{int}}{\Delta t_{ext}}\ln\dfrac{\Delta t_{int}-\Delta t_{ext}}{\Delta t_{int}-\Delta t_{ext}(\Delta t_{cr}/\Delta t_{ce})^{1/N}}}} \qquad (4.56)$$

în care: At_{int} reprezintă diferența de temperatură pentru fluidul din interiorul tuburilor; At_{ext} — diferența de temperatură pentru fluidul din exteriorul tuburilor; At_{rr} — diferența de temperatură (dintre fluide) la capătul rece al sistemului de transfer de căldură; At_{cc} — diferența de temperatură (dintre fluide) la capătul cald al sistemului de transfer de căldură; N — numărul de încrucișări, la nivele diferite de temperatură.

Cînd fluidul din tuburi realizează încrucișările, N este în general egal cu numărul de șiruri (n_s), transversale pe direcția de curgere a fluidului exterior. At crește, odată cu creșterea lui N.

Semnul plus sau minus din relație se alege astfel încît At să fie pozitiv.

în cazul în care temperatura de ieșire a fluidului rece este mai mare decît temperatura de ieșire a fluidului cald, pentru o valoare mică a lui N este posibil ca At să nu poată fi calculat (apare în relație logaritmul unui număr negativ). Se trage concluzia în acest caz că schimbul de căldură nu este posibil și că trebuie majorat N.

Dacă temperatura de ieșire a fluidului rece este mai mică decît temperatura de ieșire a fluidului cald, At pentru curent încrucișat poate fi calculat și cu relația:

$$\Delta t=\Delta t_c^{1-\frac{1}{N}}\cdot\left[\frac{\Delta t_{int}}{\ln\dfrac{1}{1+\dfrac{\Delta t_{int}}{\Delta t_{ext}}\ln\left(1-\dfrac{\Delta t_{ext}}{\Delta t_{intrări}}\right)}}\right]^{\frac{1}{N}} \qquad (4.57)$$

în care At_c este diferența de temperatură pentru contracurent pur, iar *Atintrărt* diferența dintre temperaturile de intrare ale celor două fluide. Dacă $t_{,2}>t_{C,t}$ este posibil uneori ca At să nu poată fi calculat.

4.9.5. VERIFICAREA NUMĂRULUI DE ȘIRURI DE TUBURI

Anterior a fost necesar să se presupună numărul de șiruri de tuburi (n_s), care s-a utilizat în calculele lui a_f, $a^{\wedge}$, și At.

Aria de transfer de căldură necesară în secția de convenție se calculează cu relația:

$$A_e=\frac{Q}{(\alpha_c+\alpha_{rg}+\alpha_{rg})\Delta t} \qquad (4.58)$$

Rezultă numărul necesar de șiruri de tuburi:

$$n_s=\frac{A_e}{n_t\pi d_e L}.$$

Pentru n_s se ia un număr întreg (șiruri complete), în majoritatea cazurilor cel imediat superior. Dacă acesta nu coincide cu cel presupus inițial, calculul se repetă cu o nouă presupunere pentru n_s.

Cu valoarea lui A_e calculată pentru numărul întreg de șiruri de tuburi, se obține tensiunea termică din secția de convecție:

$$T_t=\frac{Q}{A_e}.$$

în secția de convecție a cuptoarelor, pentru materii prime lichide și tuburi normale, se obțin pentru $<x_e—<yL_c+a._{rg}+tx_{rp}$ valori de ordinul 30—40 W/m^2 °C, iar pentru tensiunea termică valori de aproximativ 10 000—15 000 W/m^2.

4.10. DIMENSIONAREA PREÎNCÂLZSTOARELOR DE AER

în cele ce urmează, se prezintă metodica de dimensionare a preîncălzitoarelor de aer, de tip clasic. Acestea conțin un fascicul de tuburi verticale, plasate în triunghi echilateral, gazele de ardere circulînd ascendent prin interiorul tuburilor, iar transversal pe tuburi, pe două sau mai multe păsuri (global contracurent), circulînd aerul.

Numărul de tuburi se fixează astfel încît viteza medie a gazelor de ardere să fie de ordinul 6—8 m/s. Luîndu-se pasul tuburilor $s_1=1,5d_e$, se fixează numărul de tuburi pe șir și numărul de șiruri de tuburi, ținîndu-se seamă de dimensiunile secției de convecție, deasupra căreia se plasează preîncălzitorul de aer.

Din bilanțul termic al preîncălzitorului, se cunosc fluxul termic și cele patru temperaturi caracteristice.

Se admite numărul de păsuri pentru circulația aerului și se calculează diferența medie de temperatură pentru contracurent încrucișat.

Se presupune valoarea coeficientului global de transfer de căldură (obișnuit între 10 și 18 W/m^2 °C) și se calculează aria de transfer necesară;

$$A_e=\frac{Q}{k_{ed}\Delta t},$$

iar apoi lungimea necesară a tuburilor:

$$L=\frac{A_e}{n\pi d_e},$$

(„n" este numărul total de tuburi).

în continuare, se calculează coeficientul global de transfer de căldură, pentru a fi comparat cu cel presupus.

Expresia coeficientului global de transfer de căldură este:

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i}+R_{d_i}\frac{d_e}{d_i}+\frac{d_e}{2\lambda_0}\ln\frac{d_e}{d_i}+R_{d_e}+\frac{1}{\alpha_e}}$$

Rezistențele termice ale depunerilor au în medie valorile: pentru gaze de ardere R_{di} =0,00172 m^2 °C/W; pentru aer R_{de} =0,000344 m^2 °C/W.

în relație, X_0 este conductivitatea termică a oțelului din care sînt confecționate tuburile.

Coeficientul parțial de transfer de căldură interior ține seamă de convecția și de radiația gazelor de ardere:

$$\alpha_i=\alpha_c+\alpha_{rg} \qquad (4.59)$$

Coeficientul de convecție α_t, pentru gazele de ardere, se calculează obișnuit cu relația (pentru $Re > 2\,300$):

$$Nu = 0{,}023\, Re^{0{,}8}\, Pr^{0{,}4} \left(1 - \frac{600\,000}{Re^{1{,}8}}\right) \qquad (4.60)$$

$$Nu = \frac{\alpha_c d_i}{\lambda}; \quad Re = \frac{d_i w \rho}{\mu}; \quad Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda}$$

Proprietățile fizice aparțin gazelor de ardere și se iau la temperatura lor medie.

Coeficientul de transfer de căldură prin radiația gazelor de ardere:

$$\alpha_{rg} = \alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O},$$

se calculează cu ajutorul relațiilor lui Schack, prezentate anterior.

Grosimea medie a stratului de gaze:

$$l = (0{,}85 \ldots 0{,}9) d_i \qquad (4.61)$$

Temperatura medie a ecranului (suprafeței interioare a tuburilor) se poate admite astfel:

$$t_e \approx t_g - \frac{2}{3}(t_g - t_a) \qquad (4.62)$$

(t_a — este temperatura medie a aerului).

Calculul coeficientului de convecție exterior $<x_e$, pentru curgerea aerului transversală pe tuburi, se face cu relația lui Colburn, prezentată in paragraful cu dimensionarea secției de convecție:

$$Nu = C\,\beta\, Re^{0{,}6}\, Pr^{1/3}.$$

Viteza aerului se calculează pentru secțiunea minimă de curgere și este bine ca ea să fie de ordinul 3 ... 6 m/s. Această viteză se stabilește pentru circulația aerului transversală obișnuit pe lungimea preîncălzitorului (pasul Sj al tuburilor corespunde șirurilor transversale pe direcția curgerii aerului), prin fixarea corespunzătoare a numărului de păsuri.

în relația anterioară, proprietățile fizice aparțin aerului și se iau la temperatura lui medie și presiunea atmosferică.

Se calculează $k_e a$ și se compară cu valoarea presupusă. Se poate admite pentru $k_e d$ calculat o valoare cu 1 ... 2 unități mai mare decît valoarea lui k_{ed} presupus (supradimensionare).

Verificarea temperaturii ecranului se face cu relația:

$$t_e = t_g - \frac{k_{ed}(t_g - t_a) d_e}{\alpha_i d_i} \qquad (4.63)$$

(se poate admite o diferență de 2 ... 3°C între valoarea calculată și cea presupusă).

In general lățimea preîncăzitorului de aer se ia egală cu lățimea secției de convecție a cuptorului. Lungimea preîncălzitorului este, întotdeauna la cuptoarele paralelipipedice, mai mică decît lungimea secției de convecție. Pentru ca, prin racordarea secției de convecție la preîncălzitorul de aer, să nu apară neuniformități accentuate în circulația gazelor de ardere prin secția de convecție, în cazul secțiilor de convecție de lungime mare, se prevăd 2—3 preîncălzitoare de aer identice, plasate corespunzător deasupra convecției. De exemplu, pentru o lungime totală a

secției de convecție de 24 m și o lungime totală a preîncălzitorului de aer de 9 m, pot fi prevăzute 3 preîncălzitoare de aer de cîte 3 m lungime, dispuse simetric deasupra a 3 sectoare de cîte 8 m lungime ale secției de convecție.

Calculul circuitului de preîncălzire a aerului conține, pe lîngă dimensionarea preîncălzitorului, și stabilirea dimensiunilor tubulaturii de legătură, a căderii totale de presiune pe circuit și a puterii consumate de ventilatorul de aer.

Cazul fasciculelor de tuburi cu aripioare. Fasciculele de tuburi cu suprafață extinsă se utilizează întotdeauna în sistemele de preîncălzire a aerului cu lichid intermediar sau cu materia primă lichidă și uneori în sistemele de recuperare a căldurii din gazele de ardere sau chiar în secția de convecție pentru materia primă, în domeniul temperaturii mai joase a gazelor de ardere.

In majoritatea cazurilor se folosesc tuburi cu aripioare circulare din oțel, pentru care în literatură se întîlnesc suficiente date necesare în proiectare. Coeficientul de convecție interior, coeficientul global de transfer de căldură, diferența de temperatură medie, aria de transfer de căldură necesară și numărul de șiruri de tuburi se stabilesc după metodele cunoscute.

La exteriorul tuburilor nervurate circulă fie gazele de ardere, în care caz transferul de căldură se realizează prin convecție forțată (din cauza existenței tirajului) și prin radiația CO_a și H_20, fie aerul în care caz transferul de căldură se realizează numai prin convecție.

In general deci $a_e = a_f + a_{rg}$, iar 0trg='aco2+^{0t}H2O- Pentru calculul coeficienților de transfer de căldură prin radiația $C0_2$ și H_20 se utilizează relațiile lui Schack, prezentate anterior. Pentru aplicarea acestora este însă necesară grosimea medie a stratului de gaze, pentru care se propune următoarea relație:

$$l = \frac{0{,}4962\, s_1^2 - 0{,}9[n\delta D^2 + (1-n\delta)d_e^2]}{0{,}5n(D^2 - D_e^2) + (1-n\delta)d_e} \qquad (4.64)$$

în care: $s^\wedge$ este pasul tuburilor, pe șirurile tranversale pe direcția curgerii gazelor; n — numărul aripioarelor pe m lungime de tub; S — grosimea aripioarelor; D — diametrul exterior al aripioarelor; d_e — diametrul exterior al tubului.

Valorile lui l sînt în general mai mici decît distanța dintre două aripioare alăturate.

Pentru că valorile produselor p^î sînt foarte mici, valoarea lui $<x_{tg}$ este mică, în raport cu a„ și poate fi neglijată, în special în domeniul temperaturilor joase ale gazelor de ardere.

Se poate deci admite în continuare $<x_e \wedge a_f$.

Pentru calculul coeficientului de convecție, la tuburile prevăzute cu aripioare circulare transversale, se cunosc mai multe relații (jprezentate în paragraful despre răcitoare cu aer), dintre care mai ușor de aplicat este relația Robinson-Briggs.

Pentru a nu se obține căderi de presiune prea mari, în special la utilizarea tirajului natural, se recomandă pentru viteza gazelor în secțiunea minimă valori de ordinul 3—5 m/s.

La fasciculele de tuburi cu aripioare, cu obțin valori ale coeficientului global de transfer de căldură de ordinul 150—200 W/m^2 °C (mult mai mari decît la preîncălzitoarele de aer clasice).

4.11. DIMENSIONAREA GENERATOARELOR DE ABUR

In secția de convecție a cuptoarelor, pot fi plasate uneori fascicule de tuburi pentru generare de abur, prin recuperare de căldură din gazele de ardere. Dacă generatorul este prevăzut și cu preîneălzitor de apă (economizor), obișnuit nu se mai utilizează și preîneălzitor de aer. Poate fi generat fie abur saturat, fie abur supraîncălzit, în general de presiune medie (în ultimul caz generatorul este prevăzut și cu supraîncălzitor). Fasciculele generatorului pot fi cu tuburi normale, sau eventual cu tuburi cu aripioare din oțel. In majoritatea cazurilor se întîlnesc generatoare de abur saturat, la care se utilizează tuburi normale. în unele cazuri, în special la cuptoarele cilindrice, care au secția de convecție redusă, materia primă circulă numai prin secția de radiație, iar secția de convecție este utilizată în întregime pentru generare de abur. In cele ce urmează se prezintă pe scurt problemele specifice ale dimensionării generatoarelor de abur, plasate în secția de convecție a cuptoarelor.

Căldura disponibilă pentru generarea de abur este cunoscută din calculul anterior al căldurii utile.

Fiind impuse presiunea aburului produs și temperatura apei de alimentare, pentru un generator de abur saturat de exemplu, se citesc: entalpia apei de alimentare i_1 [kJ/kg]; entalpia apei la temperatura de fierbere i' [kJ/kg]; entalpia aburului saturat uscat i_2 [kJ/kg].

Debitul de abur produs rezultă din relația:

$$m=\frac{Q}{i_2-i_1}\ [\text{kg/h}] \tag{4.65}$$

in care Q este căldura disponibilă, în kJ/h.

Căldura schimbată în economizor:

$$Q_e=m(i'-i_1)\ \ [\text{kJ/h}] \tag{4.66}$$

Căldura schimbată în vaporizor:

$$Q_v=Q-Q_e=m(i_2-i')\ \ [\text{kJ/h}] \tag{4.67}$$

Debitul recirculat prin vaporizator este:

$$m_r=C_r m\ \ \ [\text{kg/h}] \tag{4.68}$$

Pentru coeficientul de recirculare C, se iau valori de ordinul 5 ... 10. Fracția masică vaporizată este egală cu $1/C_r$. Nu se lucrează cu vaporizare totală, în primul rînd, pentru a nu avea variații foarte mari de viteză în serpentina de vaporizare.

Prin bilanțul termic pe una dintre secții (vaporizator sau economizor), se stabilește temperatura intermediară a gazelor de ardere.

Calculul termic al economizorului și vaporizatorului este identic cu cel a secției de convecție pentru materia primă.

în economizor schimbul de căldură se face în contracurent încrucișat, în vaporizator circulația apei se face global de jos în sus, indiferent de sensul de curgere a gazelor de ardere. Diferența medie de temperatură la vaporizator este egală cu diferența medie logaritmică pentru contracurent (temperatura de vaporizare a apei fiind practic constantă, factorul de corecție a diferenței de temperatură este întotdeauna egal cu unitatea).

Numărul de circuite în paralel, în economizor și în vaporizator, se fixează după indicațiile date în paragrafele anterioare.

Căderea de presiune a apei în economizor se calculează cu relația olasică (nu există schimbare de fază).

Căderea de presiune în vaporizator se calculează cu metodele curgerii bifazice.

în continuare, se prezintă metoda de dimensionare a separatorului de apă-abur, utilizată și la refierbătoarele cu spațiu de vapori.

Debitul specific de vapori, admisibil pe unitatea de volum de spațiu de vapori, se calculează cu relația:

$$m_{vs}=0{,}636\ \rho_v\left(16\,000\,\frac{\sigma}{\rho_l-\rho_v}\right)^{0.5}\ [\mathrm{kg/m^3 s}] \qquad (4.69)$$

Relația se aplică în unitățile fundamentale S.I.

o este tensiunea superficială a apei la temperatura de saturație, iar p; și p„ sînt densitățile celor două faze în echilibru.

Separatoarele apă-abur sînt vase cilindrice plasate orizontal.

Aria secțiunii verticale a spațiului de vapori, necesară:

$$S=\frac{m_v}{m_{vS}L}=CD_i^2 \qquad (4.70)$$

Debitul masic de vapori care părăsesc separatorul, $m_v=.7n^{\wedge}$ în kg/s. L reprezintă (lungimea separatorului.

Diametrul interior al separatorului se alege.

Pentru raportul dintre înălțimea spațiului de vapori și diametrul separatorului se recomandă valoarea:

$$\frac{H_v}{D_i}=0{,}45 \qquad \text{(corespunde } C=0{,}34278\text{).}$$

Valoarea mărimii *C,* utilă pentru calcularea ariei unui segment de cerc, se ia în funcție de raportul H_ZID_x.

Prin admiterea lui D_{il} se calculează L din relația anterioară. In majoritatea cazurilor practice, raportul L/D_t este de ordinul 2 ... 3. Se poate admite o ușoară supradimensionare a separatorului. Separatorul se plasează suspendat, în zona vaporizatorului. La evacuarea aburului din separator este bine să se plaseze un demister.

Mai pot fi calculate conductele de legătură şi puterea consumată de pompa de recirculare.

Spre deosebire de economizor și vaporizator, la care coeficientul de convecție interior are valori foarte mari (deci rezistența termică corespunzătoare este neglijabilă), la supraîncălzitor a_4 are o valoare relativ mică și el trebuie calculat, iar coeficientul global de transfer de căldură se stabilește cu relația generală cunoscută.

Coeficientul de convecție pentru supraîncălzirea aburului se poate calcula cu relațiile criteriale clasice ale convecției forțate, sau cu relația specifică simplificată (pentru regim turbulent):

$$\alpha_i=5{,}815\,\frac{(\rho w)^{0.8}}{d_i^{0.2}}\ [\mathrm{W/m^2\,^\circ C}] \qquad (4.71)$$

în care: *pw* este viteza de masă, în $\mathrm{kg/m^2}$-s; d_4 — diametrul interior al tubului, în m.

La unele cuptoare pot fi întîlnite supraîncălzitoare individuale, pentru supraîncălzirea aburului necesar stripării (ele nu sînt recuperatoare

de căldură), acestea fiind plasate obișnuit între două fascicule ale convecției pentru încălzirea materiei prime, în funcție de temperaturile limită ale aburului ce se supraîncălzește.

4.12. CĂDERILE DE PRESIUNE PE CIRCUITUL MATERIEI PRIME

Se discută cazul în care materia primă se încălzește și se vaporizează parțial. In cazul în care există numai încălzire, fără vaporizare, problema calculării căderii de presiune este simplă. Dacă în serpentină au loc și reacții, în majoritatea cazurilor de descompunere termică, problema se rezolvă prin calcularea lui Ap pe tronsoane, pentru condițiile medii corespunzătoare.

Conform relației lui Bernoulli:

$$p_1+\frac{\rho_1 w_1^2}{2}+\rho_{h_1} g h_1-\Delta p_{inc}-\Delta p_{vap}=p_2+\frac{\rho_2 w_2^2}{2}+\rho_{h_2} g h_2$$

în care indicele 1 se referă la intrarea în cuptor, iar indicele 2 la ieșirea din cuptor, și în care apar presiunile statice, presiunile dinamice, presiunile de poziție și căderile de presiune cauzate de frecare (în zona de încălzire și în zona de vaporizare a materiei prime), se poate scrie valoarea presiunii statice necesare la intrarea în cuptor (obișnuit presiunea statică la ieșire este impusă):

$$p_1=p_2+\Delta p_{cap}+\Delta p_{inc}+\Delta p_{din}+\Delta p_{poz} \qquad (4.72)$$

In general, diferența de presiune de poziție se neglijează și urmează să se calculeze numai căderea de presiune cauzată de frecare în zona de vaporizare, căderea de presiune prin frecare în zona de încălzire și diferența de presiune dinamică (necesară accelerării). Presiunea dinamică a amestecului de lichid și vapori la ieșirea din cuptor, spre deosebire de cea a lichidului la intrarea în cuptor, se calculează mai greu. Viteza vaporilor la ieșirea din cuptor trebuie să fie subsonică, iar acest lucru trebuie verificat.

4.12.1. CĂDEREA DE PRESIUNE ÎN ZONA DE VAPORIZARE

Metodele Ludwig și Baklanov. In prezent, căderea de presiune a materiei prime în zona de vaporizare a unui cuptor se calculează cu metoda Baklanov, prezentată de Adelson. In cele ce urmează se redau, adaptate, și metodele Ludwig, Lockhart-Martinelli și cea clasică a curgerii bifazice. Aceste noi metode prezintă avantajul că sînt generale, fiind aplicabile, de exemplu, și la un cuptor refierbător de benzină și la serpentina de vaporizare a apei dintr-un sistem recuperator de căldură.

In cazul în care în cuptor există mai multe circuite în paralel, Ap se calculează pentru un singur circuit.

Admițîndu-se că lungimea echivalentă a serpentinei este proporțională cu variația entalpiei, se poate scrie:

$$L_{ev}=L_{et}\frac{i_f-i_{ie}}{i_f-i_{ir}} \qquad (4.73)$$

în care: L_{ev} reprezintă lungimea echivalentă a serpentinei în care are loc vaporizarea; L_{er} — lungimea echivalentă a serpentinei din secția de radiație; *if* — entalpia amestecului final (la ieșirea din cuptor); *Uv* — entalpia materiei prime lichide la intrarea în zona de vaporizare; *U,* — entalpia materiei prime la intrarea în secția de radiație (în majoritatea cazurilor, vaporizarea începe în secția de radiație; dacă vaporizarea începe în secția de convecție, se lucrează cu mărimile corespunzătoare intrării în cuptor).

în cazul în care zona de încălzire este neglijabilă (cuptor refierbător, serpentina de vaporizare a apei), intrarea în cuptor coincide cu intrarea în zona de vaporizare. Dacă la intrarea în cuptor materia primă este parțial vaporizată, Ap se calculează ușor cu metodele curgerii bifazice, pentru condiții medii.

L_{eT} se calculează cu relația:

$$L_{er}=n_t L_t+n_c C d_i \qquad (4.74)$$

în care: n_t reprezintă numărul de tuburi din secția de radiație (pentru un circuit), sau numărul de spire (pentru serpentină continuă); L_t — lungimea geometrică a unui tub (a unei spire); n_c — numărul de coturi; di — diametrul interior al tubului.

$n_c=n_t$ (sau $n_c=n_t-1$) coturi de 180°;

$n_e=in_t$ coturi de 90°, pentru spire dreptunghiulare.

C=30 ... 50 pentru coturi de 180°; C=15 . . . 25 pentru coturi de 90°.

Valorile entalpiilor *if* și i_{ir} sînt cunoscute din bilanțurile termice.

Se presupune presiunea la începutul zonei de vaporizare p_4 și, din curba de variație a temperaturii inițiale de vaporizare a materiei prime pe CVE în funcție de presiune, se citește temperatura materiei prime la începutul zonei de vaporizare t_{iv}. Se stabilește apoi entalpia materiei prime lichide la această temperatură *iu,* și se calculează h_m. Dacă $L_{ev}<L_{er}$, vaporizarea începe în secția de radiație.

Relația lui *Ludwig* pentru verificarea presiunii presupuse:

$$p_4=\sqrt{p_f^2+f\frac{(\rho w)^2}{d_i}\left(\frac{p_i}{\rho_i}+\frac{p_f}{\rho_f}\right)L_{ev}} \qquad (4.75)$$

în care: p/ — reprezintă presiunea finală la ieșirea din cuptor; *pw* — viteza de masă a materiei prime; pi — densitatea materiei prime lichide la *ti*,;* p/ — densitatea amestecului de lichid și vapori la ieșirea din cuptor; f — coeficientul de frecare.

Relația este omogenă dimensional, iar presiunile sînt valori absolute.

Densitatea amestecului la ieșirea din cuptor:

$$\rho_f=\frac{1}{\frac{e}{\rho_v}+\frac{1-e}{\rho_l}}$$

(e este fracția masică a vaporizatului la ieșirea din cuptor).

Densitatea vaporilor se calculează pentru condițiile de ieșire din cuptor.

Coeficientul de frecare poate fi admis astfel:

1=0,020 ... 0,024 pentru vaporizare țiței;

f=0,018 ... 0,020 pentru vaporizare păcură;

sau poate fi calculat ca la metoda clasică a curgerii bifazice.

Dacă *Pi* calculat nu este aproximativ egal cu valoarea presupusă, se face o nouă presupunere şi calculul se repetă.

Căderea de presiune în zona de vaporizare este:

$$\Delta p_v = p_i - p_f.$$

Relaţia lui *Baklanov* pentru verificarea presiunii presupuse:

$$p_i = \sqrt{p_f^2 + Ap_f + B} \qquad (4.76)$$

$$A = \frac{0{,}814 f m^2 L_{ev}}{d_i^5 \rho}; \quad B = Axe\rho.$$

(relaţia este omogenă dimensional)

x—34 335 pentru vaporizare ţiţei; ;r=19 620 pentru vaporizare păcură.

Pentru omogenitate dimensională, *x* trebuie să aibă dimensiunile *m-/s²; m* reprezintă debitul masic de materie primă (pe un circuit), e — fracţia masică a vaporizatului la ieşirea din cuptor; p — densitatea materiei prime total în fază dichidă, la temperatura medie din zona de vaporizare.

Metodele curgerii bifazice. Se prezintă iniţial adaptarea metodei *Lockhart — Martinelli* a curgerii bifazice, pentru calcularea căderii de presiune a materiei prime în zona de vaporizare a cuptorului.

Se presupune p_i şi se stabilesc £,•„ 4> Şi L_{ev}, ca în cazurile anterioare.

Pentru fracţia masică medie a vaporizatului:

$$e_m = \frac{e}{2}$$

şi pentru temperatura medie şi presiunea medie din zona de vaporizare, se stabilesc *pi,* pj„ U; şi u_t. Pentru cunoaşterea viscozităţilor dinamice ale ceilor două faze, în lipsa unor date experimentale, se pot folosi diagramele existente.

Se calculează parametrul Loekhart-Martinelli cu ajutorul relaţiei:

$$X = \left(\frac{1-e_m}{e_m}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \qquad (4.77)$$

şi se citeşte în funcţie de *X,* din figurile 4.16 şi 4.17, factorul de corelare pentru lichid *Zi* (acesta corespunde curgerii dublu turbulente care este întîlnită în cuptoare).

Valoarea criteriului Reynolds pentru faza lichidă:

$$Re_l = \frac{4m_l}{\pi d_i \mu_l} \qquad (4.78)$$

(mi este debitul masic al fazei lichide, în condiţiile medii).

Coeficientul de frecare corespunzător:

$$f_l = \frac{0{,}1694}{Re_l^{0.164}} \text{ pentru } Re_l > 10^5;$$

$$f_l = \frac{0{,}4205}{Re_l^{0.243}} \text{ pentru } Re_l = 10^3 \ldots 10^5.$$

Viteza fazei lichide se calc

$$w_l = \frac{4m_l}{\rho_l \pi d_i^2} \qquad (4.79)$$

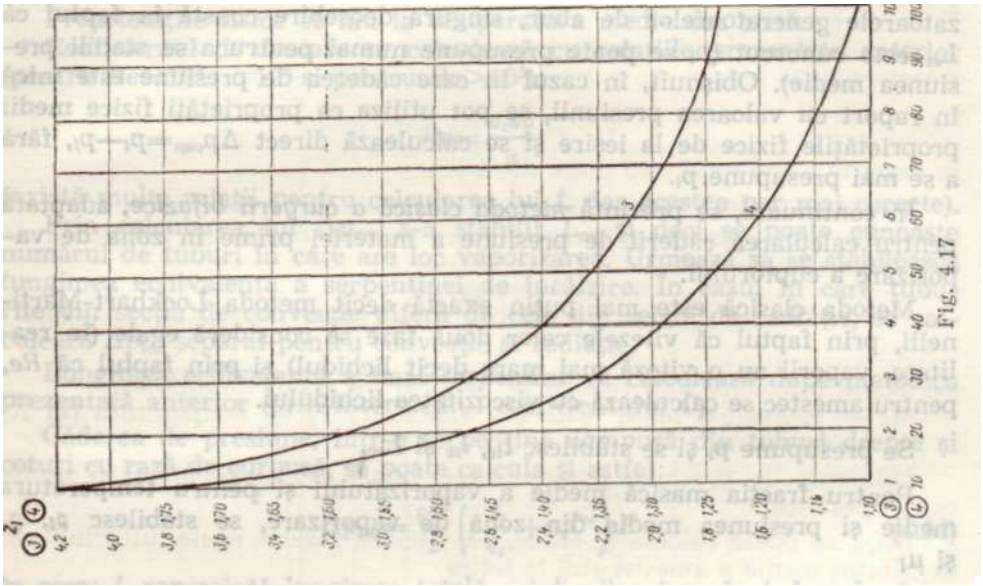


Fig. 4.17

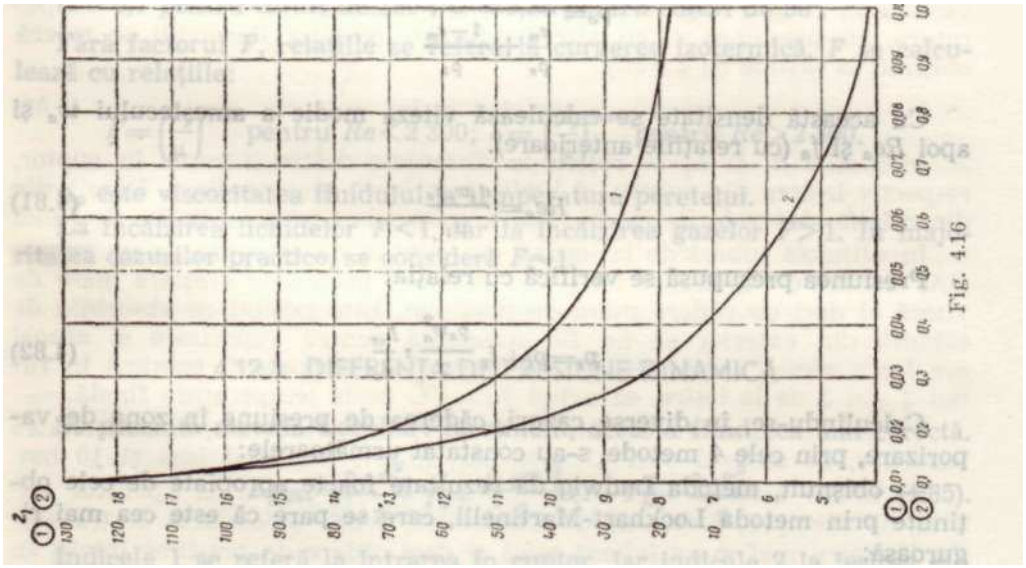


Fig. 4.16

Presiunea presupusă se verifică cu relația:

$$p_i = p_f + f_l \frac{\rho_l w_l^2}{2} \cdot \frac{L_{ev}}{d_i} Z_l^2 \qquad (4.80)$$

In aplicarea acestei metode la cuptoarele refierbătoare și la vaporizatoarele generatoarelor de abur, singura deosebire constă în faptul că L_{ev} este cunoscut *(Pi* se poate presupune numai pentru a se stabili presiunea medie). Obișnuit, în cazul în care căderea de presiune este mică în raport cu valoarea presiunii, se pot utiliza ca proprietăți fizice medii proprietățile fizice de la ieșire și se calculează direct $Ap_{ottp} = Pi - pf$, fără a se mai presupune p_L.

In continuare, se prezintă *metoda clasică a curgerii bifazice,* adaptată pentru calcularea căderii de presiune a materiei prime în zona de vaporizare a cuptorului.

Metoda clasică este mai puțin exactă decît metoda Lockhart-Martinelli, prin faptul că vitezele celor două faze se consideră egale (în realitate, vaporii au o viteză mai mare decît lichidul) și prin faptul că Re_a pentru amestec se calculează cu viscozitatea lichidului.

Se presupune *Pi* și se stabilesc

Pentru fracția masică medie a vaporizatului și pentru temperatura medie și presiunea medie din zona de vaporizare, se stabilesc p/, p„ Și Mz

Densitatea medie a amestecului:

$$\rho_a = \frac{1}{\frac{e_m}{\rho_v} + \frac{1 - e_m}{\rho_l}}$$

Cu această densitate se calculează viteza medie a amestecului w_a și apoi Re_a și f_a (cu relațiile anterioare).

$$Re_a = \frac{d_i w_a \rho_a}{\mu_l} \qquad (4.81)$$

Presiunea presupusă se verifică cu relația:

$$p_i = p_f + f_a \frac{\rho_a w_a^2}{2} \cdot \frac{L_{ev}}{d_i} \qquad (4.82)$$

Calculîndu-se, în diverse cazuri, căderea de presiune în zona de vaporizare, prin cele 4 metode, s-au constatat următoarele:

— obișnuit, metoda Ludwig dă rezultate foarte apropiate de cele obținute prin metoda Lockhart-Martinelli, care se pare că este cea mai riguroasă;

— metoda Baklanov dă rezultate foarte apropiate de cele obținute prin metoda clasică a curgerii bifazice, care este mai puțin exactă;

— metodele Ludwig și Lockhart-Martinelli dau pentru $Ap_{vat)}$ valori puțin mai mari decît celelalte două metode.

4.12.2. CĂDEREA DE PRESIUNE IN ZONA DE ÎNCĂLZIRE

Se calculează cu relaţia clasică:

$$\Delta p_{inc} = f \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{L_{et}}{d_t} F \qquad (4.83)$$

Proprietăţile fizice se iau la temperatura medie din zonă.

Coeficientul de frecare se calculează cu relaţiile prezentate anterior (pentru $Re = 10^3 \ldots IO^5$ şi pentru $Re > IO^5$).

$$Re = \frac{d_i w \rho}{\mu}$$

(există multe relaţii pentru calcularea lui f, dar acestea par mai corecte).

Prin calcularea lui Ap_{vap} s-a stabilit L_{ev} şi deci se poate cunoaşte numărul de tuburi în care are loc vaporizarea. Urmează să se stabilească lungimea echivalentă a serpentinei de încălzire. în cazul în care tuburile din secţia de convecţie diferă de cele din secţia de radiaţie, se calculează Apî„$_f$ separat pentru convecţie şi radiaţie.

Lungimea echivalentă a unei serpentine se calculează după metodica prezentată anterior (prin intermediul coeficientului Q.

Căderea de presiune, într-o serpentină compusă din tuburi drepte şi coturi cu rază de curbură, se poate calcula şi astfel:

$$\Delta p_{inc} = \frac{\rho w^2}{2} \left(f \frac{L}{d_t} + n_c C' \right) F \qquad (4.84)$$

în care: L reprezintă lungimea totală a tuburilor (numărul de tuburi înmulţit cu lungimea unui tub); n_c — numărul total de coturi.

C'=0,7 pentru coturi de 180°; C'=:0,35 pentru coturi de 90°.

Fără factorul *F,* relaţiile se referă la curgerea izotermică. *F* se calculează cu relaţiile:

$$F = \left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0.25} \text{ pentru } Re < 2\,300; \quad F = \left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0.14} \text{ pentru } Re > 2\,300.$$

H_p este viscozitatea fluidului la temperatura peretelui.

La încălzirea lichidelor F < 1, iar la încălzirea gazelor F > 1. în majoritatea cazurilor practice, se consideră F«*1.

4.12.3. DIFERENŢA DE PRESIUNE DINAMICA

Se prezintă metoda Lockhart-Martinelli, aceasta fiind cea mai corectă.

$$\Delta p_{din} = \frac{\rho_{l2} w_{l2}^2}{2} Y_l + \frac{\rho_{v2} w_{v2}^2}{2} (1 - Y_l) - \frac{\rho_{l1} w_{l1}^2}{2} \qquad (4.85)$$

Indicele 1 se referă la intrarea în cuptor, iar indicele 2 la ieşirea din cuptor.

$$w_{l2} = \frac{m_{l2} 4}{\rho_{l2} Y_l \pi d_i^2}; \quad w_{v2} = \frac{m_{v2} 4}{\rho_{v2} (1 - Y_l) \pi d_i^2} \qquad (4.86)$$

Se calculează parametrul Lockhart-Martinelli, în condițiile de ieșire din cuptor:

$$X=\left(\frac{1-e}{e}\right)^{0,9}\left(\frac{\rho_{v2}}{\rho_{l2}}\right)^{0,5}\left(\frac{\mu_{l2}}{\mu_{v2}}\right)^{0,1}$$

Fracția volumică reală a lichidului, în condițiile de ieșire din cuptor *Yi* se citește din figura 4.18, în funcție de *X*.

Cu ajutorul lui *Yi* poate fi calculată și valoarea reală a densității amestecului la ieșirea din cuptor (mai mare decît cea clasică):

$$\rho_a=\rho_{l2}Y_1+\rho_{v2}\,(1-Y_1)$$

în care: w_{v2} este mult mai mare decît wi_2.

Viteza vaporilor la ieșirea din cuptor trebuie să fie subsonică.

Viteza sunetului pentru vaporii care ies din cuptor se poate calcula cu relația simplă:

$$w_s=\sqrt{1{,}333\,\frac{8\,314}{M_v}\,T_2}\quad [\text{m/s}] \qquad (4.87)$$

(se poate introduce sub radical și factorul de compresibilitate).

M_v — reprezintă masa molară a vaporilor; T_2 — temperatura [în K] la ieșirea din cuptor.

Diferența de presiune dinamică are valori destul de mari, în multe cazuri practice.

Ap,»„ se poate calcula și clasic, cu vitezele fazelor egale, utilizîndu-se densitatea medie a amestecului la ieșire.

Diferența de presiune de poziție este obișnuit negativă și neglijabilă. Calculul ei nu se poate face riguros, pentru că densitatea materiei prime variază în lungul serpentinei, cu variația fracției vaporizate, cu temperatura, cu presiunea și cu vitezele fazelor (ecuația Bernoulli se referă obișnuit la lichide cu p=ct.).

$$\Delta p_{poz}=g(\rho_{h_2}h_2-\rho_{h_1}h_1) \qquad (4.88)$$

înălțimile $h^$ și h_2 se referă la distanțele dintre intrarea în cuptor, respectiv ieșirea din cuptor, și limita inferioară a serpentinei. Densitățile din relație sînt valorile medii pentru coloanele corespunzătoare de fluid.

In ultimele tuburi de la ieșirea din cuptor, de exemplu, la un cuptor *DA,* are loc o vaporizare intensă a materiei prime, cu creștere mare de viteză și deci cu cădere mare de presiune. Este posibil ca absorbția de căldură din exterior să nu fie suficientă pentru vaporizare și atunci are loc o răcire a materiei prime. Temperatura poate fi maximă în tubul 2 sau 3 de la ieșire, ea avînd 3 ... 4°C peste temperatura finală.

Căderea de presiune a materiei prime în cuptoare este, în majoritatea cazurilor, de ordinul unităților de bar, uneori depășind însă și 10 bar.

In multe cazuri, serpentina cuptorului este ilegată la aparatul din aval, de exemplu, o coloană de fracționare, printr-o conductă de transfer de diametru mai mare (viteză mică și deci cădere de presiune mică). In cazul unui amestec de lichid și vapori, după fixarea geometriei conductei de transfer, pot fi calculate Ap și Ai, avîndu-se în vedere procesul de vaporizare adiabatică (presiunea și temperatura scad, iar fracția vaporizată crește).

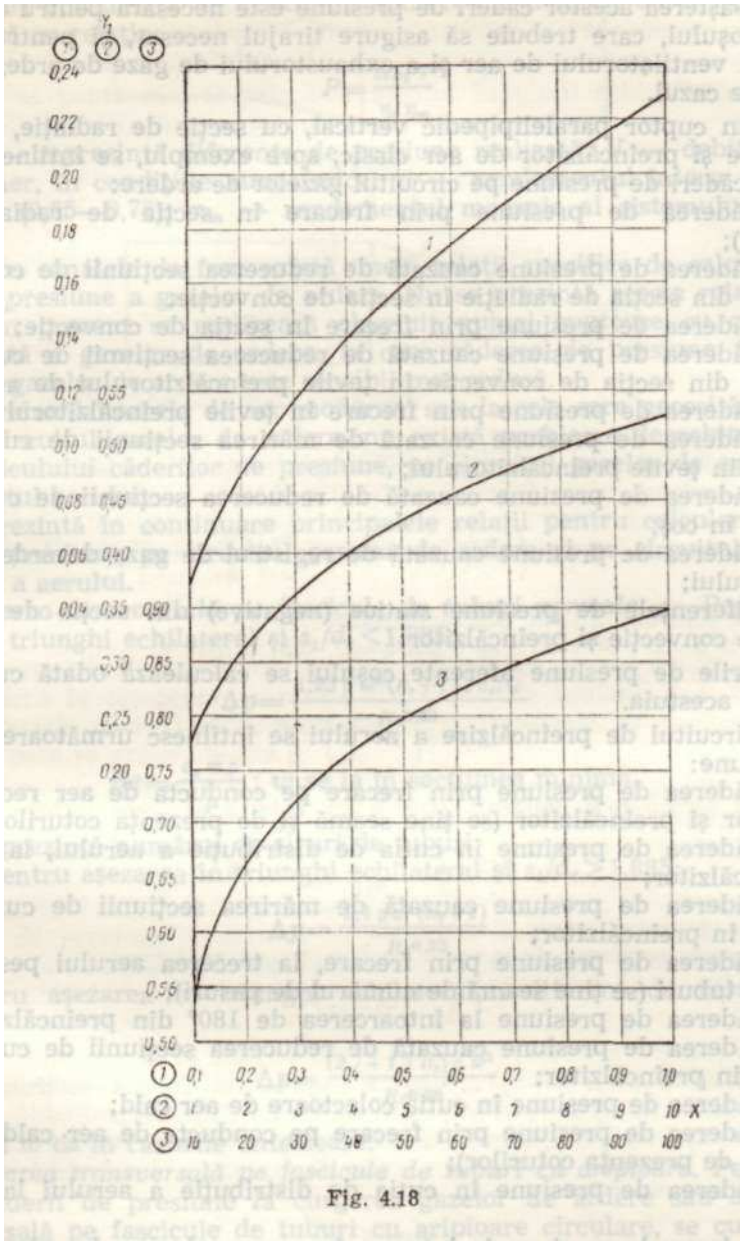


Fig. 4.18

4.13. CĂDERILE DE PRESIUNE PENTRU GAZELE DE ARDERE ŞI AER

Pe circuitul gazelor de ardere şi pe circuitul de preîncălzire a aerului există diverse căderi de presiune, cauzate de frecare, căderi de presiune locale şi variaţii de presiune statică (datorate diferenţei de densitate dintre gazele de ardere şi fluidul dislocuit-aerul).

Cunoașterea acestor căderi de presiune este necesară pentru dimensionarea coșului, care trebuie să asigure tirajul necesar, și pentru dimensionarea ventilatorului de aer și a exhaustorului de gaze de ardere, atunci cînd este cazul.

La un cuptor paralelipipedic vertical, cu secție de radiație, secție de convecție și preîncălzitor de aer clasic, spre exemplu, se întîlnesc următoarele căderi de presiune pe circuitul gazelor de ardere:

— căderea de presiune prin frecare în secția de radiație (sub 20 N/m^2);

— căderea de presiune cauzată de reducerea secțiunii de curgere, la trecerea din secția de radiație în secția de convecție;

— căderea de presiune prin frecare în secția de convecție;

— căderea de presiune cauzată de reducerea secțiunii de curgere, ia trecerea din secția de convecție în țevile preîncălzitorului de aer;

— căderea de presiune prin frecare în țevile preîncălzitorului;

— căderea de presiune cauzată de mărirea secțiunii de curgere, la ieșirea din țevile preîncălzitorului;

— căderea de presiune cauzată de reducerea secțiunii de curgere la intrarea în coș;

— căderea de presiune cauzată de registrul de gaze de ardere, de la baza coșului;

— diferențele de presiune statice (negative) din secția de radiație, secția de convecție și preîncălzitor.

Căderile de presiune aferente coșului se calculează odată cu dimensionarea acestuia.

Pe circuitul de preîncălzire a aerului se întîlnesc următoarele căderi de presiune:

— căderea de presiune prin frecare pe conducta de aer rece, dintre ventilator și preîncălzitor (se ține seamă și de prezența coturilor);

— căderea de presiune în cutia de distribuție a aerului, la intrarea în preîncălzitor;

— căderea de presiune cauzată de mărirea secțiunii de curgere, la intrarea în preîncălzitor;

— căderea de presiune prin frecare, la trecerea aerului peste fasciculul de tuburi (se ține seamă de numărul de păsuri);

— căderea de presiune la întoarcerea de 180° din preîncălzitor;

— căderea de presiune cauzată de reducerea secțiunii de curgere, la ieșirea din preîncălzitor;

— căderea de presiune în cutia colectoare de aer cald;

— căderea de presiune prin frecare pe conducta de aer cald (se ține seamă și de prezența coturilor);

— căderea de presiune în cutia de distribuție a aerului la camera de aer;

— căderea de presiune la intrarea în camera de aer de sub arzătoare (injectoare).

Pentru calculul puterii consumate de ventilator se majorează suma căderilor de presiune anterioare cu 30—50%, pentru siguranță și pentru acoperirea căderilor de presiune în registrul de aer de la refularea ventilatorului și în zona arzătoarelor (injectoarelor).

Pe conductele de aer rece sau cald se admit viteze de ordinul 10—15 m/s. Diferența de presiune pe care trebuie să o realizeze ventilatorul are o valoare în jurul a 1 000 N/m^2.

Puterea consumată de ventilator (puterea motorului de antrenare) se calculează cu relația:

$$P = \frac{\Delta p_v V}{\eta_t \eta_m} \qquad (4.89)$$

Ap_c — reprezintă diferența de presiune realizată; V — debitul volumic de aer, în condițiile atmosferice; rf_t — randamentul intern al ventilatorului (0,65—0,75); $t\backslash_m$ — randamentul mecanic al sistemului (0,90—0,95).

Pentru canalele de fum există unele relații specifice de calcul al căderii de presiune a gazelor de ardere. Nu se prezintă aceste relații, pentru că în prezent se realizează obișnuit numai cuptoare cu circulație ascendentă a gazelor de ardere, la care căderea de presiune totală pe circuitul gazelor de ardere este sensibil mai redusă.

La preîncălzitoarele de aer moderne, sau la cele care necesită exhaustor pe circuitul gazelor de ardere, nu există probleme deosebite în privința calculului căderilor de presiune, pe circuitul gazelor de ardere sau pe circuitul aerului.

Se prezintă în continuare principalele relații pentru calcularea căderilor de presiune, pe circuitul gazelor de ardere și pe circuitul de preîncălzire a aerului.

Curgerea transversală pe *fascicule de tuburi normale.* — Pentru așezarea în triunghi echilateral și $s_1/d_e < 1{,}885$:

$$\Delta p = \frac{1{,}93\, \rho\, w^2\, (n_s+1) \sqrt{d_e/s_1}}{Re^{0{,}25}} \qquad (4.90)$$

$Re = \frac{d_e\, w\, \rho}{\mu}$; w se ia în secțiunea minimă.

n, reprezintă numărul de șiruri de tuburi.

— Pentru așezarea în triunghi echilateral și $Sj/d_e > 1{,}885$:

$$\Delta p = \frac{1{,}4\, \rho\, v^2\, (n_s+1)}{Re^{0{,}25}} \qquad (4.91)$$

Pentru așezarea în triunghi echilateral, indiferent de valoarea lui sjd_e:

$$\Delta p = \frac{(2{,}7+1{,}7\, n_s)\, \rho\, w^2}{Re^{0{,}28}} \qquad (4.92)$$

Re și *w* ca în cazurile anterioare.

Curgerea transversală pe fascicule de tuburi cu aripioare. Pentru calculul căderii de presiune la curgerea gazelor de ardere sau a aerului, transversală pe fascicule de tuburi cu aripioare circulare, se cunosc mai multe relații (prezentate în paragraful despre răcitoare cu aer), dintre care mai ușor de aplicat este relația Briggs-Young.

Reducerea bruscă a secțiunii de curgere

$$\Delta_p = \left(0{,}53334 - 0{,}51667\, \frac{A_2}{A_1}\right) \frac{\rho w_2^2}{2}$$

în care: A este aria secțiunii de curgere; indice 1 pentru intrare și 2 pentru ieșire.

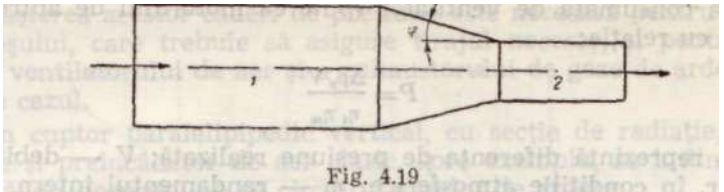


Fig. 4.19

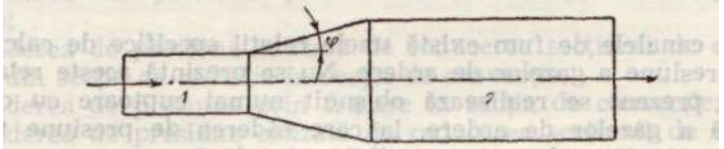


Fig. 4.20

Intr-o formă mai generală, reducerea secțiunii nefăcîndu-se brusc, relația anterioară poate fi scrisă astfel (fig. 4.19):

$$\Delta p = \left(0{,}53334 - 0{,}51667 \frac{A_2}{A_1}\right) \frac{\rho w_2^2}{2} \sin \varphi \qquad (4.93)$$

cp este semiunghiul de convergentă.
Pentru cp=0°; 30°; 45°; 90°; sin cp=0; 0,5; 0,707; 1.
Creșterea bruscă a secțiunii de curgere

$$\Delta p = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \frac{\rho w_1^2}{2}$$

într-o formă mai generală (fig. 4.20), relația se scrie astfel:

$$\Delta p = \{ \sim TjT^{smCf>} \qquad (4.94)$$

<p este semiunghiul de divergență.
Reducerea secțiunii de curgere realizată prin registru

$$\Delta p = 2^{7-10x} \frac{\rho w^2}{2} \qquad (4.95)$$

Se aplică pentru x=0,3... 0,9; x reprezintă fracția secțiunii libere din secțiunea totală; *w* se ia în secțiunea totală (fig. 4.21).
La calculul tirajului, pentru flexibilitate, se admite x=0,5 ... 0,6.

Curaerea prin coturi

$$\Delta p = C \frac{\rho w^2}{2}$$

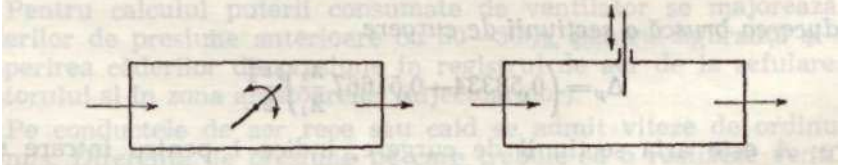


Fig. 4.21

Pentru coturi de 90°, C=0,35 ... 1; pentru coturi de 180°, C=0,7 ... 2; valorile mici pentru coturi cu rază de curbură mare; valorile mari pentru coturi fără rază de curbură.

Ap se poate afla și prin intermediul lungimii echivalente a cotului.

Curgerea prin tuburi. Se utilizează relația clasică:

$$\Delta p = f\frac{\rho w^2}{2}\cdot\frac{L}{d_t};\quad Re=\frac{d_t w\rho}{\mu}$$

$$f=\frac{0{,}1694}{Re^{0{,}164}}\ \text{pentru}\ Re>10^5;$$

$$f=\frac{0{,}4205}{Re^{0{,}243}}\ \text{pentru}\ Re=10^3\ldots10^5$$

Cutii de distribuție sau de colectare

$$\Delta p=\left[1{,}1+0{,}7\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right]\frac{\rho w^2}{2} \qquad (4.96)$$

Indice 1 pentru conducta unică, indice 2 pentru grupul de conducte paralele (fig. 4.22); *w=0,5* (tUj + i^).

Diferența de presiune statică

$$\Delta p=-H(\rho_a-\rho_g)g \qquad (4.97)$$

Pa reprezintă densitatea aerului atmosferic; p_g — densitatea gazelor de ardere la temperatura medie (în secția de radiație *t„f)* și presiunea atmosferică; g=9,81 m/s^2, accelerația gravitațională; *H* — înălțimea secției la care se aplică relația.

Semnul minus corespunde deplasării ascensionale a gazelor de ardere.

In încheierea acestui paragraf se redau cîteva detalii asupra căderilor de presiune ale aerului, la funcționarea arzătoarelor (injectoarelor) cu aer insuflat. în figura 4.23 este prezentată în principiu variația presiunii aerului, în cazul vehiculării acestuia cu ventilator. *1*—2 reprezintă căderea de presiune a aerului în aspirația ventilatorului, *2—3* creșterea de presiune realizată de ventilator, *3—4* căderile de presiune pe circuitul de aer, între ventilator și intrarea în arzătoare, iar *4*—5 căderea de presiune în arzătoare.

Se constată că la ieșirea din arzătoare presiunea aerului este inferioară presiunii atmosferice. Căderea de presiune în arzătoare este acoperită obișnuit de către ventilator. La arzătoarele (și injectoarele) cu aer aspirat, presiunea în aval nu poate fi decît tot inferioară presiunii atmosferice, căderea de presiune în zona arzătoarelor (debitul de aer aspirat

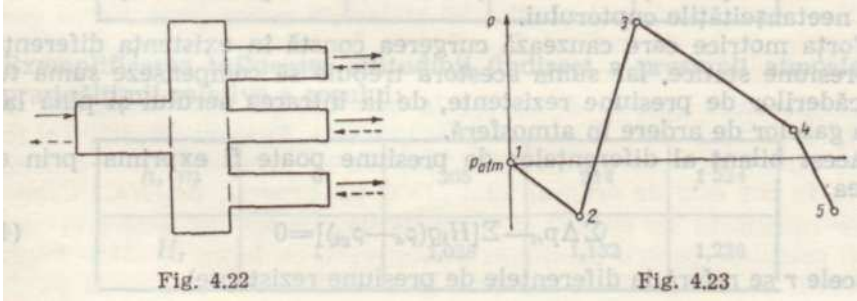


Fig. 4.22 Fig. 4.23

se reglează şi prin registru) fiind acoperită de tiraj. Este bine ca în zona de ardere să existe o depresiune de ordinul 20—30 N/m^2, în raport cu presiunea atmosferică.

4.14. DIMENSIONAREA COŞULUI

în paragraful anterior au fost discutate căderile de presiune pe circuitul gazelor de ardere şi diferenţele de presiune statice, existente în cuptor, pînă la baza coşului, deasupra registrului de gaze de ardere.

In coş există o cădere de presiune cauzată de frecare, care se exprimă prin relaţia clasică:

$$\Delta p = f \frac{\rho_t w^2}{2} \cdot \frac{N}{D_i}$$

în care: p_K reprezintă densitatea medie a gazelor de ardere în coş; w — viteza medie; H — înălţimea coşului şi D_i —- diametrul interior (mediu) şi o cădere de presiune locală la vîrful coşului, cauzată de trecerea gazelor de ardere de la o secţiune finită la o secţiune practic infinită, care se exprimă prin relaţia (pierderea de presiune dinamică):

$$\Delta p = \frac{\rho_v w_v^2}{2}$$

($p_{„}$ şi w_v corespund gazelor de ardere la temperatura de la vîrful coşului).

Diferenţa de presiune statică realizată de coş are expresia:

$$\Delta p = -Hg(\rho_a - \rho_g).$$

La un cuptor, de exemplu, fără ventilator de aer şi fără exhaustor de gaze de ardere, sistemul constituie un vas comunicant, atît la partea inferioară cît şi la partea superioară, cu atmosfera. Densitatea medie a gazelor de ardere fiind mai mică decît densitatea aerului atmosferic, apare o forţă ascensională (principiul lui Arhimede), gazele de ardere ridicîndu-se şi existînd tendinţa ca ele să fie înlocuite de aerul atmosferic (fluidul dislocuit). Diferenţa de presiune statică reprezintă chiar forţa ascensională a gazelor de ardere, raportată la unitatea de arie transversală a coloanei de fluid.

La un cuptor cu tiraj natural şi aer aspirat, aerul este aspirat de la presiunea atmosferică, iar gazele de ardere sînt evacuate prin coş tot la presiunea atmosferică. Pe tot acest circuit de curgere (de la presiunea atmosferică, pînă la presiunea atmosferică) există o depresiune. Gazele de ardere nu pot ieşi din circuit, dar în schimb poate fi aspirat aer fals prin neetanşeităţile cuptorului.

Forţa motrice care cauzează curgerea constă în existenţa diferenţelor de presiune statice, iar suma acestora trebuie să compenseze suma tuturor căderilor de presiune rezistente, de la intrarea aerului şi pînă la ieşirea gazelor de ardere în atmosferă.

Acest bilanţ al diferenţelor de presiune poate fi exprimat prin egalitatea:

$$\Sigma \Delta p_{rt} - \Sigma[H_i g(\rho_a - \rho_{gi})] = 0 \qquad (4.98)$$

(indicele r se referă la diferenţele de presiune rezistente).

La cuptoarele de tip vechi, în zonele în care gazele de ardere au o circulație descendentă (opusă tendinței naturale), diferența de presiune statică este de natură rezistentă.

Prin *tiraj* se înțelege în general diferența de presiune statică corespunzătoare unei coloane de gaze de ardere. Se exprimă uneori *tirajul global al cuptorului,* dar mai frecvent numai *tirajul realizat de coș.*

Deseori se exprimă și depresiunea existentă la baza coșului (numită tot tiraj) deasupra registrului de gaze de ardere, care este egală cu suma algebrică a diferenței de presiune statică realizată de coș și căderile de presiune din coș și de la vîrful coșului, această depresiune fiind egală și cu suma algebrică a tuturor diferențelor de presiune rezistente și statice, de la intrarea aerului și pînă la baza coșului (inclusiv registrul de gaze de ardere).

Tirajul întîlnit la cuptoare poate fi *natural* sau *mixt* (parțial *forțat).* în ultimul caz, căderea de presiune a aerului în arzătoare este acoperită de ventilatorul de aer (aer insuflat), sau/și o parte din căderea de presiune a gazelor de ardere este compensată de exhaustor.

în cadrul tirajului natural, curgerea gazelor de ardere este forțată, această curgere nefiind cauzată de existența variației de densitate din masa gazelor de ardere, ci de existența diferenței de presiune statice.

Notîndu-se cu Ap, suma algebrică a tuturor diferențelor de presiune rezistente și statice, de la intrarea aerului și pînă la baza coșului, după registrul de gaze de ardere, conform bilanțului global al diferențelor de presiune, se poate scrie:

$$\Delta p_t + f\frac{\rho_g w^2}{2}\cdot\frac{H}{D_t} + \frac{\rho_v w_0^2}{2} = Hg(\rho_a - \rho_g)$$

Tirajul brut realizat de coș este $Hg(p_a - p_s)$, iar *tirajul net (efectiv)* este Ap, (acesta este de ordinul zecilor de N/m^2).

Se constată că tirajul realizat de coș crește odată cu creșterea înălțimii coșului, cu creșterea lui p_a (cu scăderea temperaturii atmosferice, respectiv cu creșterea presiunii atmosferice) și cu scăderea lui p_s. Scăderea temperaturii gazelor de coș prezintă avantajul creșterii randamentului cuptorului, dar constituie un dezavantaj pentru tiraj.

Exemplificarea influenței temperaturii atmosferice asupra înălțimii relative a coșului:

t_{atm}, °C	27	38	49
H_r	1	1,082	1,163

Exemplificarea influenței altitudinii (indirect a presiunii atmosferice) asupra înălțimii relative a coșului:

h, m	0	305	914	1 524
H_r	1	1,038	1,132	1,226

Variația presiunii atmosferice cu altitudinea se poate exprima prin relația:

$$p_h = p_0(1 - 2{,}257 \cdot 10^{-5} \cdot h)^{5{,}256} \qquad (4.99)$$

în care altitudinea h se introduce în metri. Cîteva date obținute cu ajutorul acestei relații sînt redate în tabelul 4.13.

TABELUL 4.13

Variația presiunii atmosferice cu h

h, [m]	p_h, [bar]	h, [m]	p_h, [bar]
0	1,01325	1 000	0,89868
200	0,98944	1 500	0,84547
400	0,96608	2 000	0,79484
600	0,94318	2 500	0,74669
800	0,92071	3 000	0,70094

Coșul unui cuptor are, atît rolul de a realiza tirajul, cît și rolul de a evacua gazele de ardere în atmosferă, la o înălțime satisfăcătoare.

La cuptoarele paralelipipedice verticale de lungime mare, pentru a se evita spațiile lipsite de o circulație satisfăcătoare a gazelor de ardere, se prevăd mai multe coșuri, dispuse pe lungimea cuptorului.

Deasupra cuptoarelor se plasează obișnuit coșuri metalice de înălțime relativ mică. Cînd coșurile trebuie să aibă înălțime și diametru mari, ele se plasează pe sol și sînt zidite. In aceste cazuri pot fi deservite de un singur coș mai multe cuptoare apropiate.

în cele ce urmează se prezintă pe scurt metodica de dimensionare a coșurilor cuptoarelor.

Înălțimea coșului necesară pentru realizarea tirajului efectiv stabilit, se calculează cu relația:

$$H = \frac{\Delta p_t + \frac{\rho_g w_g^2}{2}}{g(\rho_a - \rho_g) - f\,\frac{\rho_g w^2}{2D_i}} \qquad (4.100)$$

Această relație provine din bilanțul global al diferențelor de presiune.

Dacă, din motive de protecție, cota vîrfului coșului față de sol este impusă, înălțimea coșului este cunoscută și din relația anterioară se calculează tirajul realizat de coș Ap_r, care se compară cu tirajul necesar.

Diametrul interior al coșului se stabilește astfel încît viteza gazelor de ardere să fie de ordinul 7 ... 9 m/s. In calcule, pentru simplificare, coșul se admite cilindric.

Temperatura gazelor de ardere la baza coșului este cunoscută. Temperatura la vîrf trebuie inițial presupusă și final verificată. în foarte multe cazuri, la coșurile metalice, căderea de temperatură a gazelor de ardere în coș este de ordinul 10... 15°C (în general, $At_g/H<1°C/m$).

Se calculează în ordine: p_t (densitățile gazelor de ardere și aerului pot fi calculate pentru presiunea atmosferică, cu legea de stare a gazelor perfecte), *IL\~,* temperatura medie a gazelor de ardere, $p_{„}$, w și p_a.

în continuare, se calculează Re în condiții medii și, în funcție de acesta, f.

Din relația anterioară (omogenă) rezultă înălțimea necesară a coșului.

Verificarea temperaturii de la vîrful coșului. Căldura pierdută prin peretele coșului:

$$Q=k_e A_e \Delta t$$

At se poate lua egală cu diferența dintre temperatura medie a gazelor de ardere și temperatura atmosferică.

Aria exterioară a coșului:

$$A_e=\pi D_e H.$$

Coeficientul global de transfer de căldură, exprimat pe unitatea de arie exterioară:

$$k_e=\frac{1}{\frac{D_e}{\alpha_i D_i}+\frac{D_e}{2\lambda_p}\ln\frac{D_e}{D_i}+\frac{1}{\alpha_e}}$$

în care λ_p este conductivitatea termică a peretelui.

Coeficienții parțiali de transfer de căldură au expresiile:

$$\alpha_i=\alpha_{cf}+\alpha_{rg};\quad \alpha_e=\alpha_{cl}+\alpha_{rp}$$

Coeficientul de convecție forțată pentru gazele de ardere se calculează cu relația:

$$Nu=0{,}023\,Re^{0,8}\,Pr^{0,4}\qquad (\text{pentru } Re>10^4)$$

$$Nu=\frac{\alpha_{cf} D_i}{\lambda};\quad Re=\frac{Diw\rho_g}{\mu};\quad Pr=\frac{C_p\mu}{\lambda}.$$

Proprietățile fizice aparțin gazelor de ardere și se iau la temperatura lor medie.

Coeficientul de transfer de căldură prin radiația gazelor de ardere:

$$\alpha_{rg}=\alpha_{CO_2}+\alpha_{H_2O}$$

se calculează cu relațiile lui Schack, prezentate anterior.

Grosimea medie a stratului de gaze:

$$l=(0{,}85\ldots 0{,}9)D_i.$$

Temperatura ecranului (suprafeței interioare a peretelui) se poate admite astfel:

$$t_e\approx t_g-\frac{2}{5}(t_g-t_a).$$

Relația lui Schack pentru calcularea lui α_{H_2O} este aplicabilă pînă la $P_{H_2O}\cdot l$ = 0,2 bar-m.

La coșurile de diametru mare, este posibil ca valoarea $P_{H_2O}\cdot l$ să fie mai mare decît 0,2. în aceste cazuri, se calculează α_{H_2O} luîndu-se $P_{H_2O}\cdot l=0{,}2$.

Calculul coeficientului de convecție liberă pentru aer se poate face cu relația generală:

$$Nu=C(GrPr)^n$$

sau, mai comod, cu relația particulară, simplificată

$$\alpha_{cl}=2{,}56(t_p-t_a)^{0{,}25} \quad [\mathrm{W/m^2\,^\circ C}]$$

în care $t_p \ll t_e$ este temperatura peretelui la exteriorul coșului.

Calculul coeficientului de transfer de căldură prin radiația peretelui se face cu relația:

$$\alpha_{rp}=\frac{5{,}67\ e_p}{t_p-t_a}\left[\left(\frac{T_p}{100}\right)^4-\left(\frac{T_a}{100}\right)^4\right][\mathrm{W/m^2\,^\circ C}] \qquad (4.101)$$

Coeficientul de emisie a peretelui e_p ** 0,8 . .. *0,9.*

După calcularea lui k_e se face verificarea temperaturilor t_e și t_p cu ajutorul relațiilor:

$$t_e=t_g-\frac{k_e(t_g-t_a)}{\alpha_i}\cdot\frac{D_e}{D_i},$$

$$t_p=t_a+\frac{k_e(t_g-t_a)}{\alpha_e}.$$

Se pot admite diferențe de 2 ... 3°C între temperaturile rezultate și cele presupuse.

Calculîndu-se Q, rezultă în continuare entalpia gazelor de ardere la vîrful coșului:

$$i_{t_v}=i_{t_c}-\frac{Q}{B}\ [\mathrm{kJ/kg\ comb.}] \qquad (4.102)$$

în această relație, i_{tc} este cunoscut de la bilanțul termic al cuptorului, 5 este debitul de combustibil, în kg/h, iar Q în kJ/h. Dacă există mai multe coșuri, B trebuie să corespundă unui singur coș.

Temperatura gazelor de ardere la vîrful coșului:

$$t_v=\frac{i_{t_v}}{\Sigma(n_i C_{pi})}.$$

Căldurile specifice ale componenților gazelor de ardere se iau la t_v. Se poate admite și în acest caz o diferență de 2 . .. 3°C între temperatura rezultată și cea presupusă.

In anexa 12 este prezentată metodica de calcul privind dispersia SO_2 din gazele de coș, iar în anexa 10 este redat un exemplu de dimensionare a unui cuptor pentru încălzire de gaze.

4.15. CONTROLUL ȘI REGLAREA AUTOMATA A CUPTOARELOR

In cadrul acestui paragraf, se prezintă pe scurt aparatura de control cu care trebuie să fie echipat un cuptor și necesitatea acestei aparaturi, circuitul de alimentare cu combustibil a cuptorului, cu exemplificare referitoare la combustibilul lichid, sistemul de protecție a cuptorului, care evită exploziile în focar, principalele reglări automate ale cuptorului, care au rolul de a menține regimul de funcționare stabilit și sistemul de

de cocsare a tuburilor cuptorului, insistîndu-se asupra aparaturii de control şi reglare automată necesare.

4.15.1. APARATURA DE CONTROL

In figura 4.24 este prezentată schema de principiu a unui cuptor paralelipipedic vertical prevăzut cu preîncălzitor de aer, materia primă circulând prin secţia de convecţie şi prin secţia de radiaţie, iar combustibilul utilizat fiind păcură, pulverizată cu abur. Pe această schemă sînt indicaţi principalii parametri care trebuiesc stabiliţi prin aparatura de control (T — temperatură, P — presiune, *D* — debit), precum şi fluxurile pentru care trebuie să se efectueze analize *(A)* chimice sau fizice.

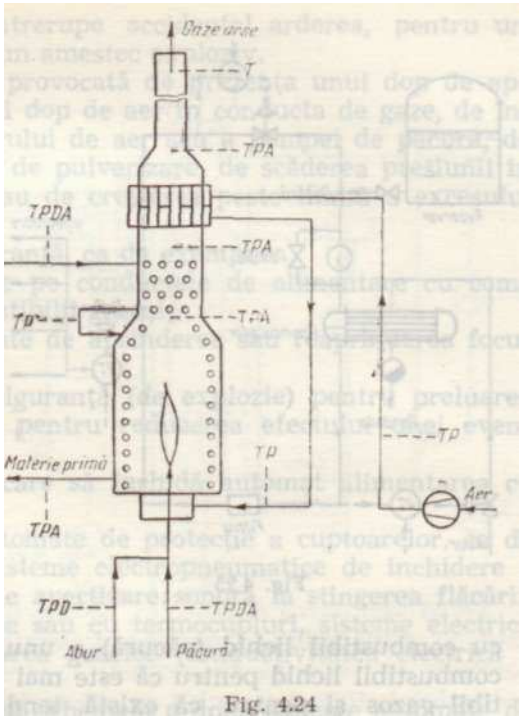


Fig. 4.24

Pe circuitul de aer este bine să se măsoare temperatura şi presiunea, înainte şi după preîncălzitorul de aer. Debitul de aer se măsoară mai greu direct, dar el poate fi calculat în funcţie de natura şi debitul de combustibil şi de coeficientul cantităţii de aer cu care are loc arderea.

Pentru circuitele de combustibil şi abur de pulverizare este bine să se măsoare temperatura (se utilizează obişnuit abur uşor supraîncălzit), presiunea şi debitul şi este necesar să se cunoască proprietăţile fizico-chimice ale combustibilului.

Pe circuitul de gaze de ardere este necesară cunoaşterea, în locurile caracteristice indicate, a temperaturii (la prag, de exemplu, temperatura gazelor de ardere se măsoară în mai multe puncte), a presiunii (pe circuitul gazelor de ardere există depresiuni în raport cu presiunea atmosferică) şi a compoziţiei gazelor de ardere. Analizîndu-se gazele de ardere în mai multe puncte de pe circuit şi calculîndu-se valorile corespunzătoare ale coeficientului cantităţii de aer, se poate constata dacă există pătrunderi de aer fals în cuptor (de nedorit, pentru că acestea influenţează negativ randamentul cuptorului).

Pe circuitul de materie primă trebuiesc cunoscute debitul, temperatura şi presiunea la intrare, între secţii şi la ieşire, precum şi proprietăţile fizico-ehimice ale acesteia. Dacă există mai multe circuite în paralel, controlul trebuie efectuat pe fiecare circuit în parte, simetria geometrică a circuitelor nefiind o garanţie pentru simetria funcţională. Dacă în cuptor materia primă suferă şi reacţii chimice, este necesar să se analizeze produsele de reacţie la ieşirea din cuptor.

Cunoaşterea parametrilor stabiliţi prin aparatura de control este utilă pentru stabilirea unor concluzii privind funcţionarea cuptorului şi luarea unor măsuri care să ducă la îmbunătăţirea funcţionării. Pe baza datelor

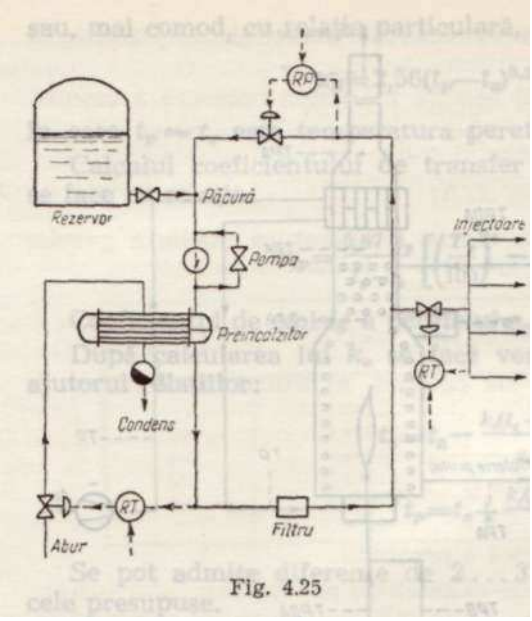


Fig. 4.25

amintite, se poate efectua analiza tehnologică a cuptorului, stabilindu-se performanțele acestuia (randament, tensiuni termice, căderi de presiune etc), care se compară apoi cu cele din proiect sau cu cele ale altor cuptoare similare. Prin analiza tehnologică se pot trage concluzii privind posibilitatea majorării randamentului cuptorului, constatarea strangulărilor sau a rezervelor de capacitate și chiar a corectitudinii metodelor de proiectare utilizate.

4.15.2. CIRCUITUL DE COMBUSTIBIL

în figura 4.25 este prezentată schema circuitului de alimentare cu combustibil lichid (păcură) a unui cuptor. S-a preferat circuitul de combustibil lichid pentru că este mai complex decît circuitul de combustibil gazos și pentru că există tendința de a se înlocui combustibilii gazoși.

In această schemă se constată următoarele aspecte mai interesante:

— există un circuit închis de păcură, în care se menține presiune constantă, prin intermediul unui regulator de presiune *(RP)',*

— pompa de păcură trebuie să aibă un debit mai mare decît debitul maxim care poate fi utilizat la cuptor;

— debitul de păcură care alimentează injectoarele este variat prin intermediul regulatorului de temperatură *(RT),* care trebuie să asigure o temperatură constantă pentru materia primă evacuată din cuptor;

— păcura trasă din rezervor (ușor preîncălzită) este împinsă prin preîncălzitorul cu abur saturat, în care este preîncălzită pînă la 80 ... 100°C (circulație și pulverizare mai ușoară), temperatura de preîncălzire menținîndu-se constantă *(RT)* prin modificarea debitului de abur;

— pe circuitul de păcură există cel puțin un filtru, plasat după preîncălzitor, care, reținînd impuritățile mecanice, evită înfundarea injectoarelor;

— în afara regulatoarelor figurate, pot fi utilizate și diverse indicatoare (presiunea la refularea pompei, presiunea aburului de preîncălzire, temperatura inițială a păcurii etc).

4.15.3. PROTECȚIA CUPTORULUI

Este bine ca cuptoarele (la fel și cazanele recuperatoare cu focar existente în instalațiile tehnologice) să fie prevăzute cu sisteme de protecție, care au rolul de a preveni exploziile în focar. Astfel de accidente ar putea avea loc atunci cînd, înainte de aprindere, au loc scăpări de com-

bustibil în focar, sau cînd se întrerupe accidental arderea, pentru un timp scurt, formîndu-se în focar un amestec exploziv.

întreruperea arderii poate fi provocată de prezența unui dop de apă în conducta de păcură sau a unui dop de aer în conducta de gaze, de întreruperea funcționării ventilatorului de aer sau a pompei de păcură, de întreruperea alimentării cu abur de pulverizare, de scăderea presiunii în conducta de combustibil gazos sau de creșterea peste limită a excesului de aer.

Se iau diverse măsuri de siguranță, ca de exemplu:

— montarea de ventile duble pe conductele de alimentare cu combustibil, în special pentru combustibilii gazoși;

— ventilarea cuptorului înainte de aprinderea sau reaprinderea focurilor;

— montarea de clapete de siguranță (de explozie) pentru preluarea suprapresiunilor din focar, deci pentru reducerea efectului unei eventuale explozii;

— prevederea unor sisteme care să închidă automat alimentarea cu combustibil, la stingerea flăcării.

Există numeroase sisteme automate de protecție a cuptoarelor, ca de exemplu: sisteme pneumatice, sisteme electropneumatice de închidere a alimentării cu combustibil sau de avertizare sonoră la stingerea flăcării, sisteme cu termometre bimetalice sau cu termocupluri, sisteme electrice sau electronice bazate pe ionizarea gazelor (conductivitatea electrică a flăcării), sisteme fotoelectrice etc.

In cele ce urmează se prezintă schemele a două sisteme automate de protecție a cuptoarelor.

în figura 4.26 este redată schema unui sistem automat de aprindere a flăcării și de întrerupere a alimentării cu combustibil la stingerea flăcării, bazat pe utilizarea unei celule fotoelectrice care vizează flacăra.

După ventilarea cuptorului, se deschide ventilul manual *1* de alimentare cu combustibil. Prin butonul *2,* de la blocul de comandă *BC,* se comandă intrarea în funcțiune a bujiei *3* de aprindere a flăcării pilot și ventilul *4* de alimentare cu combustibil a acesteia. Tubul cu celula-fotoelectrică *5,* care vizează flacăra, comandă deschiderea ventilului *6* care alimentează arzătorul principal. După declanșarea flăcării principale, flacăra pilot se întrerupe. La întreruperea alimentării cu combustibil, deci la stingerea flăcării principale, celula fotoelectrică comandă închiderea automată a ventilului *6.*

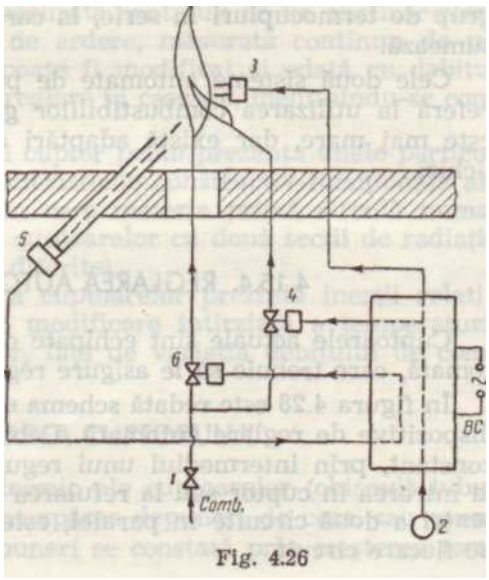


Fig. 4.26

în figura 4.27 este redată schema unui sistem automat de aprindere a flăcării și de întrerupere a alimentării cu combustibil la stingerea flăcării, sau la întreruperea funcționării ventilatorului de alimentare cu aer, bazat pe utilizarea unui termocuplu care preia temperatura din zona de ardere.

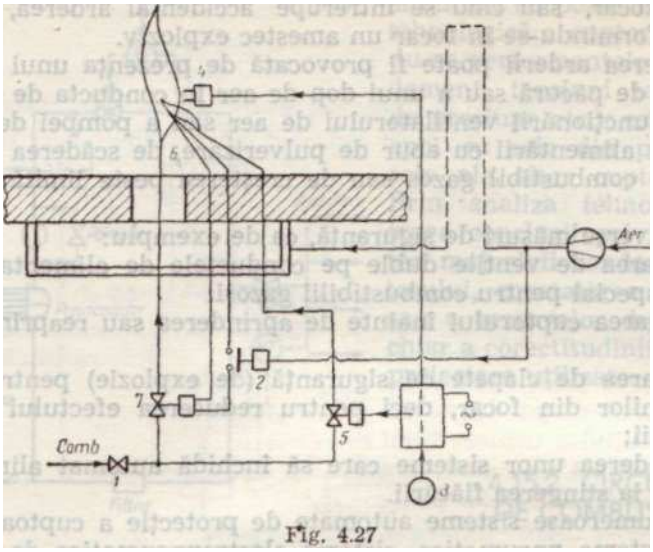


Fig. 4.27

După ventilarea cuptorului, se deschide ventilul manual *1* de alimentare cu combustibil. Funcționînd ventilatorul de aer, pe baza presiunii realizate se comandă dispozitivul *2,* care închide circuitul electric al termocuplului. Prin butonul *3* se comandă intrarea în funcțiune a bujiei *4* de aprindere a flăcării pilot și ventilul *5* de alimentare cu combustibil a acesteia. Crescînd temperatura în zona de ardere, intră în funcțiune termocuplul *6,* care comandă deschiderea ventilului 7 ce alimentează arzătorul principal. După declanșarea flăcării principale, flacăra pilot se întrerupe. La stingerea flăcării principale, scăzînd temperatura, termocuplul comandă închiderea automată a ventilului 7. De asemenea, dacă se întrerupe funcționarea ventilatorului de aer, se deschide circuitul electric al termocuplului și ventilul 7 se închide. Se utilizează obișnuit un grup de termocupluri în serie, la care forțele motoarelor electrice se însumează.

Cele două sisteme automate de protecție a cuptoarelor prezentate se referă la utilizarea combustibililor gazoși, la care pericolul de explozie este mai mare, dar există adaptări ale acestora și pentru combustibilii lichizi.

4.15.4. REGLAREA AUTOMATĂ A CUPTORULUI

Cuptoarele actuale sînt echipate cu diverse dispozitive de reglare automată, care trebuie să le asigure regimuri staționare de funcționare.

în figura 4.28 este redată schema unui cuptor, în care apar principalele dispozitive de reglare automată. Debitul de materie primă este menținut constant, prin intermediul unui regulator de debit, care poate fi plasat la intrarea în cuptor sau la refularea pompei de alimentare. în cazul existenței a două circuite în paralel, este bine să se regleze debitul, separat pe fiecare circuit.

Al doilea parametru care trebuie menținut constant este temperatura materiei prime la ieșirea din cuptor. Acest lucru se realizează prin intermediul unui regulator de temperatură, care acționează asupra debitului de combustibil injectat în focar. în cazul unei pacuri pulverizate cu abur, trebuie modificat corespunzător și debitul de abur, menținîndu-se la o valoare constantă raportul celor două debite. Presiunea materiei prime la ieșirea din cuptor este practic constantă, dar regulatorul de presiune se plasează obișnuit la sistemul de separare din avalul cuptorului.

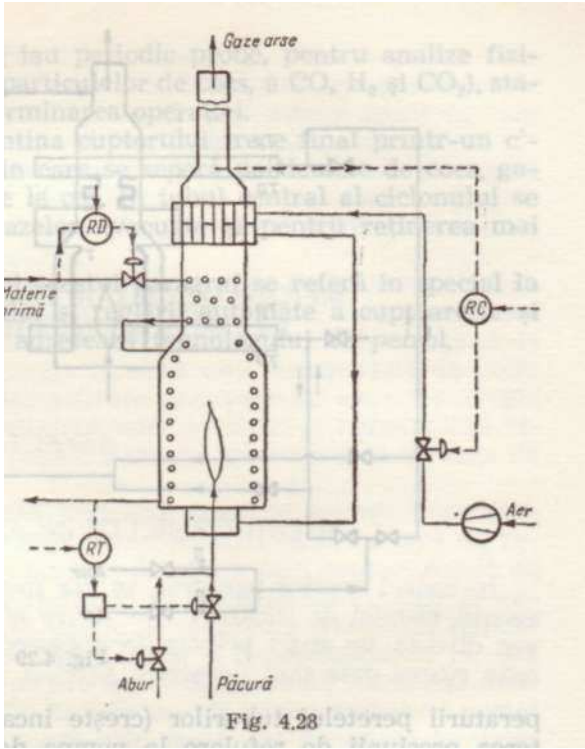


Fig. 4.28

Avîndu-se în vedere influența deosebită a valorii coeficientului cantității de aer cu care are loc arderea, asupra funcționării cuptorului, rezultă necesitatea ca acest parametru să se mențină constant. în multe cazuri, această reglare se face manual, prin registrele de aer și (sau) de gaze de ardere, pe baza datelor analizei chimice a gazelor de ardere, care se efectuează periodic. în cazul reglării automate a coeficientului cantității de aer, prin intermediul unui regulator de concentrație se modifică debitul de aer care alimentează cuptorul. Se menține constantă fie concentrația $C0_2$ în gazele de ardere, măsurată continuu de un analizor electric, fie concentrația 0_2 în gazele de ardere, măsurată continuu de un analizor magnetic. Debitul de aer poate fi modificat și odată cu debitul de combustibil, printr-un sistem de reglare în cascadă, menținîndu-se constant raportul acestor debite.

Schema reglării automate a unui cuptor poate prezenta unele particularități specifice, în funcție de caracteristicile constructiv-funcționale ale cuptorului (de exemplu, în cazul în care materia primă circulă numai prin secția de radiație, sau în cazul cuptoarelor cu două secții de radiație și cu două circuite de materii prime diferite).

Sistemele de reglare automată a cuptoarelor prezintă inerții relativ mari, constatîndu-se de exemplu o modificare întîrziată a temperaturii materiei prime la ieșirea din cuptor, față de variația debitului de combustibil.

4.15.5. DECOCSAREA CUPTORULUI

în tuburile cele mai solicitate termic ale cuptoarelor (obișnuit tuburile finale din secția de radiație) pot apărea depuneri de cocs, sau eventual de săruri. Prezența acestor depuneri se constată prin creșterea tem-

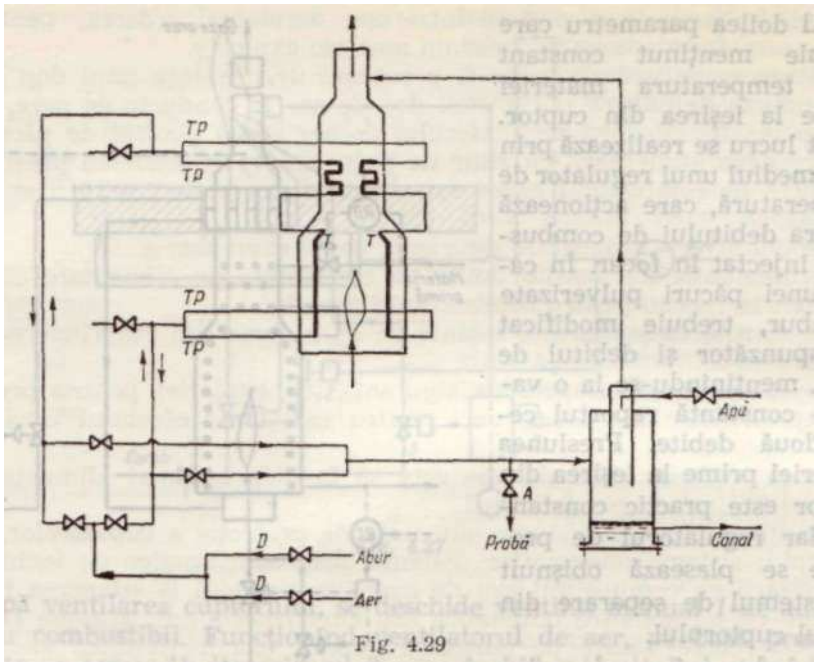


Fig. 4.29

peraturii peretelui tuburilor (crește incandescența tuburilor), prin creșterea presiunii de refulare la pompa de alimentare sau prin creșterea temperaturii gazelor de ardere la prag. Depunerile de săruri solubile se e'imină prin circulație de apă caldă, după oprirea cuptorului. Depunerile de cocs mai puțin dure pot fi îndepărtate prin turbinare (cu turbine acționate cu aer comprimat), dacă cuptorul este prevăzut cu coturi demontabile.

In prezent decocsarea tuburilor cuptorului se face obișnuit prin circulație de abur și aer. în figura 4.29 este prezentată schema de principiu a sistemului de decocsare, în care apar și parametrii care trebuiesc controlați, pentru un cuptor cu două circuite în paralel. Este bine să se măsoare, așa cum se redă în figură, și temperatura peretelui tuburilor finale din secția de radiație, prin termocupluri montate special.

După oprirea și golirea cuptorului, se mențin cîteva focuri mici, astfel ca temperatura gazelor arse la prag să fie de ordinul 400 . . . 600°C (valoarea mică pentru tuburi din oțel carbon). începe introducerea de abur prin tuburi, mărindu-se treptat debitul de abur și debitul de combustibil, pînă cînd aburul la ieșire ajunge la 500 . . . 700°C, iar gazele arse la prag la G50 ... 850°C. în această situație, debitul specific de abur este aproximativ *pw=90* kg/s m^2, iar viteza de circulație a aburului *w^20* m/s. După un timp, se inversează sensul de circulație a aburului prin tuburi. Aburul avînd un efect de răcire, din cauza dilatărilor inegale, are loc desprinderea cocsului și antrenarea sa. între cocs și abur are loc parțial și reacția $C + H_20 = CO + H_2$ și se elimină prin intermediul aburului aproximativ 90—95% din cocs. în continuare se introduce și aer, cu u?«=;4—7 m/s *(pw?=&6* kg/s m^2), pentru arderea cocsului final. Se utilizează abur și aer cu o presiune de circa 8 bar. Temperatura peretelui tuburilor nu trebuie să depășească 540°C pentru tuburi din oțel carbon și respectiv 815°C pentru tuburi din oțel 18 Cr-8 Ni.

Din conducta de evacuare se iau periodic probe, pentru analize fizico-chimice (se constată prezența particulelor de cocs, a CO, H_2 și $C0_2$), stabilindu-se efectul decocsării și terminarea operației.

Amestecul evacuat din serpentina cuptorului trece final printr-un ciclon (intrarea este tangențială), în care se separă particulele de cocs, gazele fiind în continuare evacuate la coș. In tubul central al ciclonului se introduce apă, pentru răcirea gazelor evacuate și pentru reținerea mai ușoară a particulelor de cocs.

Problemele discutate în cadrul acestui paragraf se referă în special la principalele aspecte ale controlului și reglării automate a cuptoarelor și constituie o introducere care se adresează tehnologului de petrol.

METODE DE CALCUL SPECIFICE ŞI EXEMPLE DE DIMENSIONARE TEHNOLOGICA

Anexa 1.

AGENŢI TERMICI DE ÎNCĂLZIRE SAU RĂCIRE

In cadrul acestui paragraf, se vor prezenta cîteva generalităţi privind agenţii termici de încălzire sau răcire şi agenţii termici intermediari, se vor discuta pe scurt principiile obţinerii temperaturilor joase şi se vor reda cîteva date mai deosebite privind proprietăţile fizice ale fluidelor.

A. 1.1. GENERALITĂŢI ASUPRA AGENŢILOR TERMICI

Agenţii termici de încălzire clasici sînt apa caldă, aburul şi gazele de ardere. Apa caldă este obişnuit condensul obţinut din abur, la o presiune puţin superioară presiunii atmosferice şi o temperatură ceva mai mare decît 100°C, şi este utilizată în general pentru încălziri de produse grele, în scopul evitării congelării şi reducerii viscozităţii (de exemplu, preîncălzirea materiei prime lichide în instalaţiile de negru de fum). încălzirile cu apă caldă se fac pînă la temperaturi de maximum 100°C.

Aburul utilizat ca agent de încălzire este întotdeauna abur saturat, la o presiune joasă sau medie, spre deosebire de aburul utilizat ca agent energetic (prin destindere într-o turbină se produce lucru mecanic), care este abur supraîncălzit de presiune medie sau ridicată. Se preferă pentru încălziri abur saturat, pentru că acesta prin cedare de căldură condensează practic izotermic, coeficientul de transfer de căldură fiind ridicat iar aria de transfer necesară redusă. încălzirile cu abur se întîlnesc frecvent la refierbătoarele coloanelor de fracţionare, temperaturile realizate fiind în general sub 200°C, iar sarcinile termice relativ reduse.

Pentru încălziri la temperaturi ridicate şi în general la sarcini termice mari, se utilizează ca agent termic gazele obţinute prin ardere de combustibil. încălzirea electrică fiind neeconomică este foarte puţin întîlnită în industria petrochimică şi obişnuit la sarcini termice mici (exemple: topirea iniţială a sărurilor utilizate ca agent termic intermediar în unele instalaţii petrochimice; evitarea congelării unor substanţe transportate pe conducte; evitarea îngheţării solului sub rezervoarele de depozitare criogenică a hidrocarburilor uşoare).

Cum eficienţa economică a unei instalaţii tehnologice creşte odată cu creşterea gradului de regenerare a căldurii, este bine să se realizeze un

schimb de căldură cît mai intens între efluenţi şi materia primă care alimentează instalaţia. In astfel de cazuri, efluenţii sînt agenţi termici de încălzire în raport cu materia primă. Asemănător este şi cazul în care din efluenţi se recuperează căldură, pentru generare de abur etc.

în cazul în care într-o instalaţie tehnologică se utilizează un agent, termic intermediar (de exemplu, ulei), în circuit închis, care transportă căldură de la un flux cald la un flux rece, agentul termic intermediar este parţial şi agent termic de încălzire.

Ca o curiozitate, poate fi amintit ca agent termic de încălzire, heliul. Într-un combinat petrochimic din Japonia, deservit de o centrală nucleară, răcirea reactorului se face cu heliu, care se încălzeşte pînă la 1 000°C. Căldura obţinută din energia atomică este transportată de heliu şi utilizată în combinat pentru termoficare (generare de abur tehnologic şi energie electrică) şi pentru realizarea unor încălziri la temperatură ridicată (încălzire la reactorul de gaz de sinteză), înlocuindu-se arderea de combustibil.

Agenţii termici de răcire clasici sînt apa, aerul şi agenţii frigorifici. Apa utilizată ca agent de răcire este în majoritatea cazurilor apă de recirculare (apa caldă este răcită în turnuri de răcire prin contact direct cu aerul atmosferic şi repompată la răcitoare şi condensatoare), Apa de recirculare prezintă dezavantajul că are o temperatură variabilă, dependentă de temperatura atmosferică. Răcitoarele şi condensatoarele cu apă de recirculare se dimensionează pentru cazul defavorabil, luîndu-se temperatura iniţială a apei 28 ... 30°C. Se admite o încălzire a apei cu numai 10 .. . 15°C, pentru ca pierderile de apă prin evaporare în turnul de răcire să nu fie prea mari şi pentru ca depunerile să fie mai reduse. Se compensează permanent aceste pierderi, adăugîndu-se în circuit apă, preferabil dedurizată sau demineralizată.

Apa de puţ, extrasă din pînze freatice mai bogate şi de adîncime relativ mare, este mai costisitoare şi nu pot fi asigurate debite mari. Ea prezintă avantajul că are o temperatură practic constantă, independentă de temperatura atmosferică, de ordinul 14 .. . 18°C.

Mai rar se întîlnesc şi răciri directe cu apă de rîu sau apă de mare. Apa de mare nu formează straturi de depuneri însemnate, numai în cazul în care se asigură: o temperatură a peretelui tubului sub 70°C, încălzire, cu numai cîteva grade şi viteză mare de circulaţie a apei.

Aerul este utilizat ca agent de răcire în special la răcitoarele şi condensatoarele cu aer, cu tuburi cu aripioare, şi la turnurile de răcire a apei. Prezintă dezavantajul că temperatura sa este variabilă şi dezavantajul că la răcitoare şi condensatoare este costisitoare circularea sa forţată cu ajutorul ventilatoarelor. In proiectare se ia pentru aer o temperatură defavorabilă (30 ... 32°C), admiţîndu-se răciri în răcitoarele şi condensatoarele de suprafaţă pînă la aproximativ 50 .. . 60°C.

Presiunea la care lucrează o coloană de fracţionare este dependentă de temperatura asigurată în condensatorul de vîrf, iar aceasta de temperatura agentului de răcire utilizat la condensator (cu apă de recirculare se poate asigura în condensator o temperatură de aproximativ 40°C, iar cu apă de puţ o temperatură de 30°C).

Răcirile mai avansate, necesare în multe cazuri, se asigură cu agenţi frigorifici. Agenţii frigorifici propriu-zişi sînt substanţe individuale (amoniac, propan, propilenă, etilena, freon 12, freon 22 etc.) în faza lichidă, care prin absorbţie de căldură se vaporizează izotermic, la o presiune apropiată de presiunea atmosferică, deci la o temperatură apropriată de

temperatura normală de fierbere (cu propan poate fi realizată o temperatură de aproximativ —35°C, iar cu etilena de —95°C).

Agenții termici intermediari sînt uneori și agenți termici de răcire. Agenții termici intermediari se utilizează în circuit închis, fie în domeniul temperaturilor ridicate, fie în domeniul temperaturilor joase. De asemenea, și materiile prime constituie agenți de răcire în raport cu efluenții calzi cu care schimbă căldură, sau apa din care se generează abur prin recuperare de căldură.

Două exemple mai deosebite de agenți termici de răcire: aburul este utilizat ca agent de răcire în unele instalații de piroliză, injectîndu-se în produsele de reacție cu temperatura de 800 .. . 850°C evacuate din cuptor; apa este utilizată ca agent de răcire în instalațiile de negru de fum, fiind injectată și vaporizîndu-se în produsele de reacție cu o temperatură de peste 1 000°C, pentru înghețarea reacțiilor.

Agenții termici intermediari se utilizează în circuit închis, transportînd căldură de la un flux mai cald la un flux mai rece și lucrînd în domeniul cald sau în domeniul frigorific.

în unele sisteme frigorifice, prin vaporizarea agentului frigorific propriu-zis se răcește un agent termic intermediar, utilizat în fază lichidă, care servește apoi pentru diverse răciri sau condensări la temperaturi joase. Se întîlnesc mai frecvent ca agenți termici intermediari, frigorifici, metanolul (răcit cu etilena și utilizat la separarea paraxilenului prin cristalizare), sola de clorură de calciu (răcită cu amoniac și utilizată în mai multe instalații petrochimice și la fabricarea parafinei), petrolul, sola de clorură de sodiu, soluția de dietilenglicol etc.

Dintre agenții termici intermediari mai frecvent utilizați (agenți ce prezintă stabilitate termică la temperaturi de lucru ridicate) sînt de amintit următorii: amestecul eutectic de difenil oxid și difenil (numiri comerciale: difil, dowthermA, thermex), amestecul de săruri topite și, mai recent, amestecul de dibenzilbenzeni (utilizabil între —15 și +350°C).

Difilul conține 73,5% masă difenil oxid și 26,5% masă difenil, are temperatura de solidificare 12°C și temperatura normală de fierbere 257°C și se utilizează în special în fază lichidă pînă la 350°C. Este întîlnit ca agent intermediar în sisteme de regenerare a căldurii (preîncălzirea aerului la cuptoare cu gazele de ardere), sau în sisteme de recuperare a căldurii (generare de abur cu gazele de piroliză evacuate din cuptor).

Amestecul eutectic de săruri topite utilizat frecvent se compune din KNO_3 53%, $NaNO_2$ 40% și $NaNO_3$ 7% masă și are temperatura de topire 142°C. Este întîlnit ca agent intermediar, de exemplu, în instalația de anhidridă maleică, pentru transportarea căldurii de reacție din reactor (termostatare reactor la 385°C) la un generator de abur.

La încălzirea și vaporizarea etilenei lichide cu temperatură foarte joasă, se utilizează ca agent de încălzire aburul și ca agent intermediar butanul (acesta cedează căldură la o temperatură relativ joasă).

A.1.2. PRINCIPIILE OBȚINERII AGENȚILOR FRIGORIFICI

In industrie, temperaturile joase se obțin prin intermediul unor instalații frigorifice specifice care, consumînd energie din exterior, realizează un transport de căldură de la o sursă rece la o sursă caldă. Instalațiile frigorifice sînt de mai multe tipuri (cu comprimare mecanică de vapori,

cu absorbție, cu ejecție și cu gaze), dar în marea majoritate a cazurilor se folosesc instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori.

Cum instalațiile frigorifice constituie obiectul altui curs, în cele ce urmează se prezintă pe scurt numai instalațiile cu comprimare mecanică de vapori, cu care se obțin agenții termici de răcire la temperaturi joase.

In figura A.1. este redată schema unei *instalații simple,* care lucrează cu propan. Vaporii de propan sînt comprimați de la 1,67 bar pînă la 11,76 bar, de către compresorul C antrenat de un motor electric. Vaporii supraîncălziți rezultați trec prin răcitorul-condensator *RC* cu apă, în care ei se răcesc și condensează la 34°C (eventual condensul se răcește puțin sub temperatura de condensare). Condensul este în continuare laminat cu ventilul de laminare *VL* (presiunea și temperatura scad; are loc și o vaporizare parțială a condensului). Amestecul rece rezultat trece apoi prin vaporizatorul *V* în care, prin absorbție de căldură la —30°C, are loc vaporizarea totală, răcindu-se un flux de gaze bogate care condensează parțial. In circuitul de propan mai pot fi prezente: un separator de ulei plasat după compresor, un rezervor de condens înainte de ventilul de laminare și un separator din care se alimentează vaporizatorul numai cu lichid.

în figura A.2 este prezentată schema de principiu a unei *instalații in trepte,* care lucrează cu amoniac în două trepte (pot fi utilizate și mai multe trepte).

Instalația se caracterizează prin prezența a două trepte de comprimare și a două trepte de laminare. în vasul separator *VS* parametrii medii sînt 1°C și 4,42 bar. Condensarea amoniacului are loc la 40°C și 15,7 bar, iar vaporizarea la —30°C și 1,18 bar. Rapoartele de comprimare și laminare utilizate sînt practic egale. Debitele masice la cele două trepte de comprimare sînt diferite. în vaporizator, prin absorbție de căldură, este răcită o solă care se recirculă, ca agent frigorific intermediar, la diverse răcitoare și condensatoare.

La instalațiile cu un singur agent frigorific (simple sau în trepte), care utilizează la răcitorul-condensator apă sau aer, pot fi obținute în vaporizator temperaturi de ordinul —20 ... —40°C. Pentru obținerea unor temperaturi și mai joase, se utilizează instalații frigorifice în cascadă, cu două sau mai multe circuite, cuplate în serie, de agenți frigorifici diferiți (cu temperaturi normale de fierbere din ce în ce mai mici).

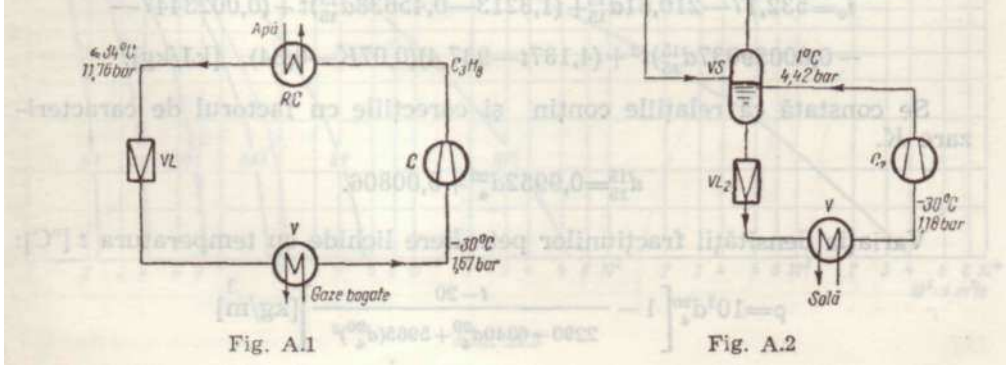


Fig. A.1

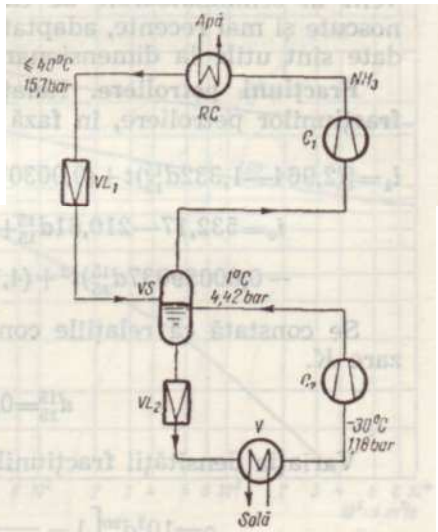


Fig. A.2

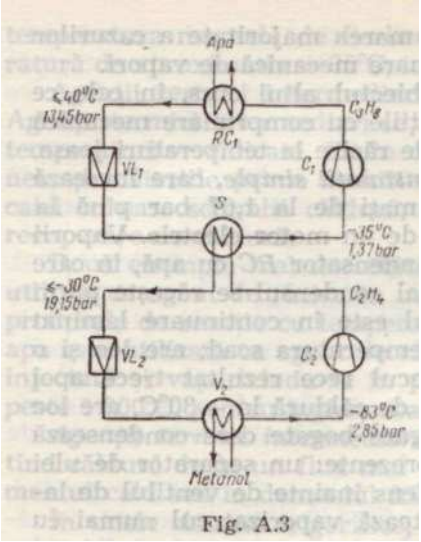


Fig. A.3

In figura A.3 este redată schema unei *instalații în cascadă,* cu un circuit de propan și un circuit de etilena. Pe fiecare din aceste circuite pot fi utilizate două sau mai multe trepte. Cuplarea celor două circuite constă în realizarea răcirii și condensării etilenei prin vaporizarea propanului (schimbătorul de căldură 5 ține locul lui V_1 și al lui RC_2). în circuitul de propan, condensarea are loc la 40°C și 13,45 bar, iar vaporizarea la —35°C și 1,37 bar. în circuitul de etilena, condensarea are loc la —30°C și 19,15 bar, iar vaporizarea la —83^C și 2,85 bar. în vaporizatorul de etilena V_2, prin absorbție de căldură, este răcit un flux de metanol, care constituie un agent frigorific intermediar de temperatură foarte joasă.

Reprezentarea ciclurilor de funcționare și rezolvarea problemelor de instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori se fac obișnuit cu ajutorul diagramelor presiune-entalpie pentru agenții frigorifici utilizați. Din cele discutate, se constată că frigul artificial este costisitor, pentru că instalațiile necesare necesită investiții și pentru că ele consumă energie pentru antrenarea compresoarelor.

A. 1.3. PROPRIETĂȚI FIZICE ALE AGENȚILOR TERMICI

în cele ce urmează se redau cîteva relații, diagrame și tabele referitoare la proprietățile fizice ale unor fluide, care sînt întîlnite mai frecvent în schimbătoarele de căldură, sînt prezentate date mai puțin cunoscute și mai recente, adaptate în S.I. de unități de măsură. Toate aceste date sînt utile la dimensionarea unor schimbătoare de căldură.

Fracțiuni petroliere. Relații pentru calcularea entapiei specifice a fracțiunilor petroliere, în fază lichidă sau vapori (originea lichid la 0°C):

$$i_l=[(2{,}964-1{,}332d_{15}^{15})t+(0{,}003074-0{,}001154d_{15}^{15})t^2](0{,}0538K+0{,}3544)\ [\text{kJ/kg}]$$

$$i_v=532{,}17-210{,}61d_{15}^{15}+(1{,}8213-0{,}45638d_{15}^{15})t+(0{,}0023447-$$
$$-0{,}00059037d_{15}^{15})t^2+(4{,}187t-987{,}4)(0{,}07K-0{,}84)\quad[\text{kJ/kg}].$$

Se constată că relațiile conțin și corecțiile cu factorul de caracterizare *K.*

$$d_{15}^{15}=0{,}9952d_4^{20}+0{,}00806$$

Variația densității fracțiunilor petroliere lichide cu temperatura *t[°C\:*

$$\rho=10^3d_4^{20}\left[1-\frac{t-20}{2290-6340d_4^{20}+5965(d_4^{20})^2}\right][\text{kg/m}^3]$$

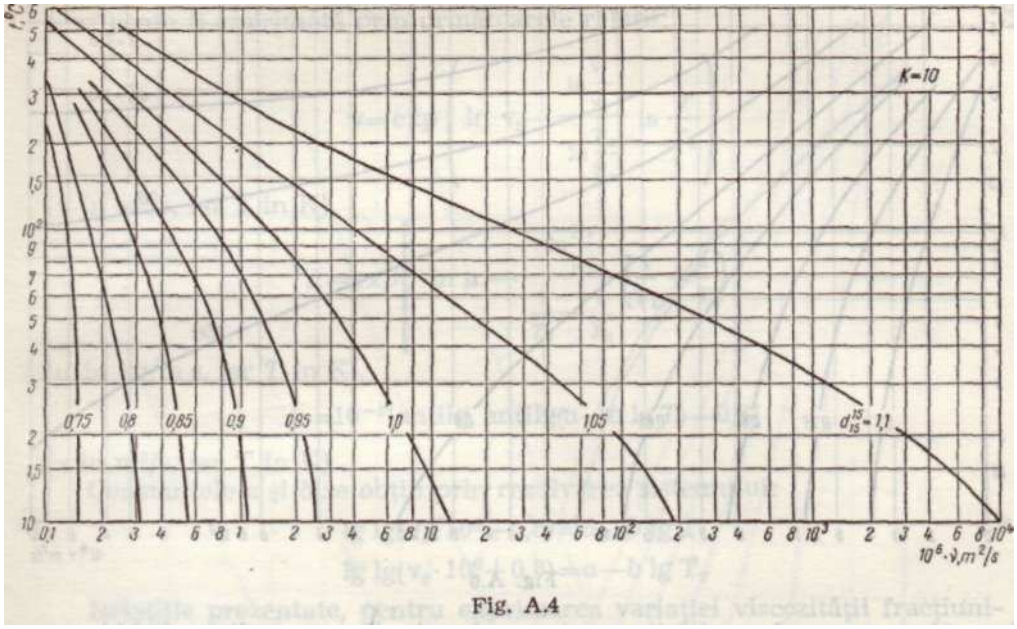


Fig. A.4

Variația căldurii specifice a fracțiunilor petroliere lichide cu temperatura:

$$c=[(2{,}964-1{,}332d_{15}^{15})+(0{,}006148-0{,}002308d_{15}^{15})t]\cdot(0{,}0538K+0{,}3544)\ [\mathrm{kJ/kg\,°C}].$$

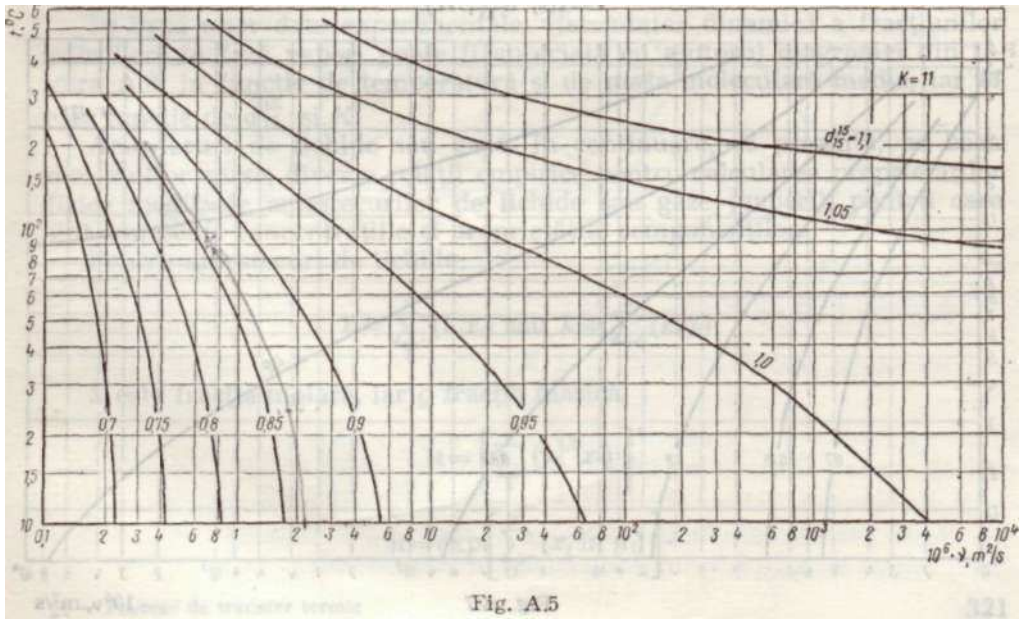


Fig. A.5

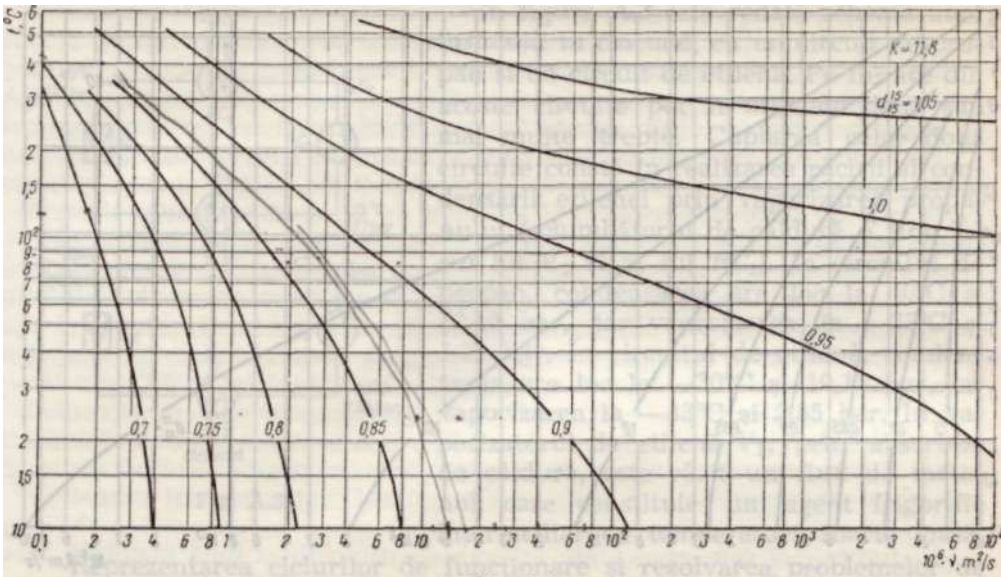


Fig. A.6

Variația conductivității termice a fracțiunilor petroliere lichide cu temperatura:

$$\lambda = \frac{0{,}1172 - 6{,}33 \cdot 10^{-5} \cdot t}{d_{15}^{15}} \quad [\mathrm{W/m\,°C}].$$

în lipsa unor date experimentale, viscozitatea fracțiunilor petroliere lichide poate fi apreciată cu ajutorul diagramelor din figurile A.4, A.5, A.6 și A.7, care exprimă următoarea corelare:

$$\nu = f(t,\ d_{15}^{15},\ K).$$

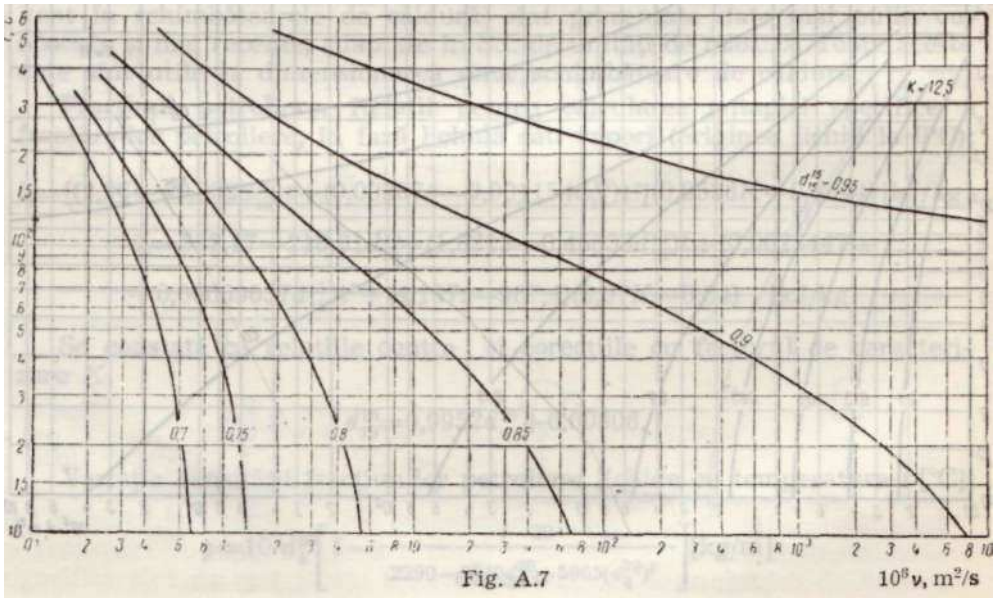


Fig. A.7

Dacă pentru fracțiunile petroliere lichide se stabilesc experimental valorile viscozității la două temperaturi, variația viscozității cu temperatură poate fi exprimată prin următoarele relații:

$$\nu = \exp\left(\ln \nu_1 - \frac{\ln \frac{\nu_1}{\nu_2}}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \ln \frac{T}{T_1}\right)$$

(\ în m^2/s, iar T în K).

$$\mu = \exp\left[\ln \mu_1 - \frac{\ln \frac{\mu_1}{\mu_2}}{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T}\right)\right]$$

(u în kg/m s, iar T în K).

$$\nu = 10^{-6}[\text{antilg. antilg}(a - b \lg T) - 0{,}8]$$

(v în m^2/s, iar T în K).

Constantele *a* și b se obțin prin rezolvarea sistemului:

$$\lg \lg(\nu_1 \cdot 10^6 + 0{,}8) = a - b \lg T_1$$
$$\lg \lg(\nu_2 \cdot 10^6 + 0{,}8) = a - b \lg T_2$$

Relațiile prezentate, pentru exprimarea variației viscozității fracțiunilor petroliere lichide cu temperatura, dau rezultate suficient de apropiate.

în încheiere, o completare cu o relație recentă pentru viscozitatea fracțiunilor petroliere lichide, aplicabilă în cazul $K_{dis}^{15} < 10{,}74$.

$$\nu = \left[\frac{101{,}766}{(K \cdot d_{15}^{15})^{0{,}525}} - 29{,}263\right] \frac{10^{-6} K}{x} \exp \frac{x}{t + 273} \quad [m^2/s]$$

$$x = \exp[4{,}717 + 0{,}0029254 (K \cdot d_{15}^{15})^3].$$

în lipsa unor date experimentale, viscozitatea dinamică a fracțiunilor petroliere în fază vapori poate fi apreciată cu ajutorul diagramei din figura A.8, în funcție de temperatură și de masa moleculară medie, iar *M* este funcție de dîs Și K.

Amestecuri de lichide sau gaze. în continuare, se prezintă, pe baza mai multor surse, diverse relații empirice pentru calcularea proprietăților fizice medii ale amestecurilor de lichide sau gaze (vapori), pentru care sînt cunoscute concentrațiile și proprietățile componenților.

Pentru amestecuri de lichide:

$$\lambda = \sum_1^n (\lambda_i x_i) \text{ sau } \lambda = \sum_1^n (\lambda_i g_i)$$

x este fracția molară, iar *g* fracția masică.

$$\mu = \left[\sum_1^n (\mu_i^{1/3} x_i)\right]^3$$

$$\mu = \exp\left[\sum_1^n (x_i \ln \mu_i)\right].$$

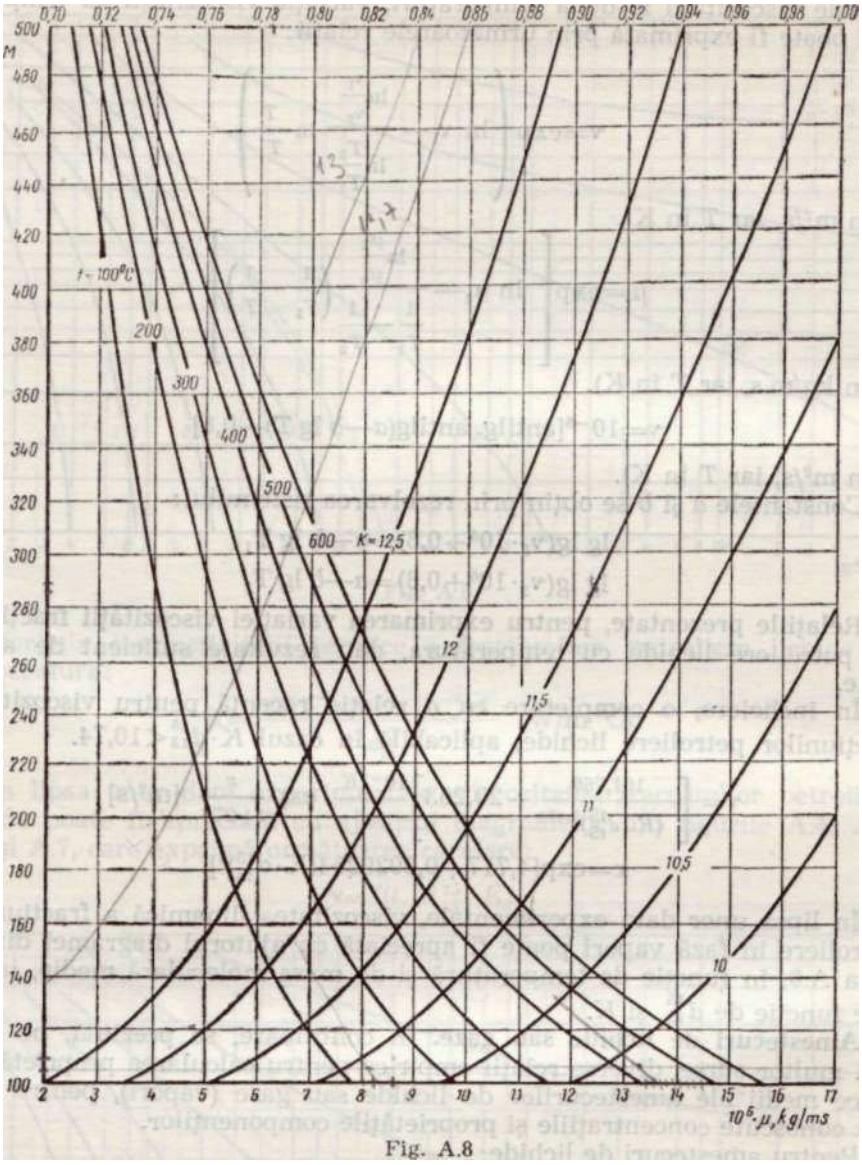


Fig. A.8

Tensiunea superficială:

$$\sigma = \sum_1^n (\sigma_i x_i)$$

$$\sigma = 10^{-15} \left\{ \sum_1^n \left[P_i \left(\frac{\rho_l}{M_l} x_i - \frac{\rho_v}{M_v} y_i \right) \right] \right\}^4,$$

Peste parachorul; indicii lichid şi vapori se referă la fazele în echilr bru; relaţia se aplică în unităţile fundamentale ale S.I.

Pentru amestecurile de gaze (vapori):

$$\lambda = \sum_1^n (\lambda_i y_i) \text{ sau } \lambda = \frac{\sum_1^n (\lambda_i y_i M_i^{1/3})}{\sum_1^n (y_i M_i^{1/3})},$$

y este fracția molară, iar M masa moleculară.

$$\mu = \frac{\sum_1^n (M_i y_i)}{\sum_1^n \frac{M_i y_i}{\mu_i}},$$

$$\mu = \frac{\sum_1^n (\mu_i y_i M_i^{1/2})}{\sum_1^n (y_i M_i^{1/2})}$$

$$\mu = \frac{\sum_1^n [\mu_i y_i (M_i T_{ci})^{1/2}]}{\sum_1^n [y_i (M_i T_{ci})^{1/2}]}$$

T_c este temperatura critică absolută.

Căldurile specifice medii și densitățile medii se calculează cu relații de aditivitate simplă.

$$c_p = \sum_1^n (c_{pi} g_i) \quad [\text{kJ/kg °C}] \text{ sau } C_p = \sum_1^n (C_{pi} y_i) \quad [\text{kJ/kmol °C}].$$

Pentru lichide $p = \hat{}^{n}_{1}(Pi^{r}»)»$ în care r este fracția volumică.

La amestecuri de gaze, p se calculează cu relația de stare a gazelor (perfecte sau reale).

In cazul presiunilor ridicate, în special pentru gaze, este bine ca toate proprietățile fizice să fie corectate cu presiunea. Mai comod eate să se calculeze proprietățile fizice medii ale amestecului la presiunea atmosferică și apoi să se facă corecția în funcție de parametrii pseudocritici (prin presiunea redusă și temperatura redusă).

Fluide diverse. In cele ce urmează se prezintă cîteva tabele cu proprietățile fizice ale unor fluide utilizate ca agenți termici.

Tabelul A.l conține proprietățile fizice ale apei și aburului pe curba de saturație. Acest tabel este alcătuit pe baza mai multor surse de literatura, datele culese fiind transpuse în S.I. de unități de măsură (t_t — temperatura punctului triplu; t_c — temperatura punctului critic; r — căldura latentă de vaporizare; p — coeficientul de dilatare volumică izobară).

TABELUL A-1

Proprietăţile fizice ale apei şi aburului pe curba de saturaţie (*a*)

t, [°C]	p, [bar]	r, [kJ/kg]	ρ_v, [kg/m³]	c_{pv}, [kJ/kg°C]	λ_v, [W/m°C]	$10^6 \cdot \mu_v$, [kg/ms]
t_t=0,01	0,006108	2 501	0,004847	—	—	—
10	0,012277	2 477	0,009398	—	—	—
20	0,02337	2 454	0,01729	—	—	—
30	0,04241	2 430	0,03037	—	—	—
40	0,07375	2 406	0,05115	—	—	—
50	0,12335	2 383	0,08306	—	—	—
60	0,19917	2 358	0,1302	—	—	—
70	0,3117	2 333	0,1982	—	—	—
80	0,4736	2 308	0,2934	—	—	—
90	0,7011	2 282	0,4235	—	—	—
100	1,0132	2 257	0,5977	2,01	0,0242	11,964
110	1,4326	2 230	0,8264	2,04	0,0258	12,454
120	1,9854	2 202	1,121	2,09	0,0274	12,847
130	2,7011	2 174	1,496	2,15	0,0291	13,239
140	3,614	2 145	1,966	2,22	0,0309	13,533
150	4,760	2 114	2,547	2,30	0,0328	13,925
160	6,180	2 082	3,258	2,38	0,0347	14,318
170	7,920	2 050	4,122	2,47	0,0366	14,710
180	10,027	2 015	5,157	2,58	0,0386	15,102
190	12,553	1 979	6,394	2,70	0,0407	15,593
200	15,551	1 941	7,862	2,85	0,0429	15,985

TABELUL A.1 (continuare) (*b*)

t, [°C]	p, [bar]	r, [kJ/kg]	ρ_v, [kg/m³]	c_{pv}, [kJ/kg °C]	λ_v, [W/m°C]	$10^6 \cdot \mu_v$, [kg/ms]
210	19,080	1 900	9,588	3,02	0,0451	16,377
220	23,201	1 858	11,62	3,20	0,0473	16,867
230	27,979	1 813	13,99	3,42	0,0496	17,358
240	33,480	1 766	16,76	3,64	0,0520	17,750
250	39,776	1 715	19,98	3,89	0,0542	18,240
260	46,94	1 661	23,72	4,19	0,0568	18,829
270	55,05	1 605	28,09	4,53	0,0595	19,319
280	64,19	1 542,9	33,19	4,98	0,0630	19,907
290	74,45	1 476,3	39,15	5,55	0,0666	20,594
300	85,92	1 404,2	46,21	6,20	0,0707	21,280
310	98,70	1 325,2	54,58	7,05	0,0753	21,967
320	112,90	1 237,8	64,72	8,12	0,0806	22,849
330	128,65	1 139,6	77,10	9,65	0,0870	23,928
340	146,08	1 027,0	92,76	11,7	0,0945	25,203
350	165,37	893,5	113,6	15,3	0,106	26,576
360	186,74	719,3	144,0	20,9	0,123	29,126
370	210,53	438,4	203,0	29,3	0,154	33,735
t_c= =374,15	221,29	0	306,7	∞	—	—

TABELUL A.1 (continuare) (*c*)

t, [°C]	ρ_l, [kg/m³]	c_l, [J/kg°C]	λ_l, [W/m°C]	$10^6 \cdot \mu_l$, [kg/ms]	σ, [N/m]	$10^4 \cdot \beta_l$, [1/K]
t_p=0,01	999,80	4 216,31	0,5594	1 787,82	0,07560	−0,7
10	999,60	4 191,19	0,5792	1 305,31	0,07422	0,95
20	998,20	4 182,81	0,5978	1 004,24	0,07275	2,1
30	995,62	•4 178,63	0,6129	801,23	0,07118	3,0
40	992,16	•4 178,63	0,6269	653,15	0,06956	3,9
50	988,04	4 182,81	0,6397	549,19	0,06791	4,6
60	983,19	4 182,81	0,6501	469,76	0,06618	5,3
70	977,71	4 191,19	0,6606	406,01	0,06442	5,8
80	971,82	4 195,37	0,6687	355,01	0,06261	6,3
90	965,34	4 203,75	0,6769	314,80	0,06075	7,0
100	958,31	4 216,31	0,6827	282,44	0,05885	7,52
110	951,02	4 228,87	0,6850	258,90	0,05689	8,08
120	943,13	4 245,62	0,6862	237,33	0,05489	8,64
130	934,84	4 266,55	0,6862	217,72	0,05284	9,19
140	926,10	4 287,49	0,6850	201,04	0,05070	9,72
150	916,93	4 312,61	0,6838	186,33	0,04863	10,3
160	907,36	4 341,92	0,6804	173,58	0,04655	10,7
170	897,34	4 371,23	0,6769	162,80	0,04445	11,3
180	886,92	4 408,91	0,6711	152,99	0,04225	11,9
190	876,04	4 450,78	0,6641	144,16	0,04000	12,6
200	864,68	4 496,84	0,6571	136,32	0,03773	13,3

TABELUL A.1 (continuare) (*d*)

t, [°C]	ρ_l, [kg/m³]	c_l, [J/kg°C]	λ_l, [W/m°C]	$10^6 \cdot \mu_l$, [kg/ms]	σ, [N/m]	$10^4 \cdot \beta_l$, [1/K]
210	852,81	4 551,27	0,6490	130,43	0,03540	14,1
220	840,34	4 614,07	0,6397	124,55	0,03320	14,8
230	827,34	4 685,25	0,6280	119,65	0,03097	15,9
240	813,60	4 768,99	0,6176	114,74	0,02857	16,8
250	799,23	4 865,29	0,6048	109,84	0,02620	18,1
260	784,01	4 982,53	0,5920	105,92	0,02385	19,7
270	767,87	5 124,89	0,5780	101,99	0,02146	21,6
280	750,69	5 288,18	0,5641	98,07	0,01913	23,7
290	732,33	5 497,53	0,5478	94,54	0,01686	26,2
300	712,45	5 757,13	0,5315	91,34	0,01440	29,2
310	691,09	6 113,02	0,5129	88,32	0,01207	32,9
320	667,11	6 573,59	0,4931	85,06	0,00984	38,2
330	640,20	7 243,51	0,4710	81,37	0,00768	43,3
340	610,13	8 206,52	0,4466	77,36	0,00567	53,4
350	574,38	10 090,67	—	72,66	0,00382	66,8
360	527,98	14 654,50	—	66,69	0,00202	109,0
370	450,45	—	—	—	0,00047	264,0
t_c= =374,15	306,7	—	—	—	0	—

TABELUL A.2

Proprietăţile fizice ale difilului lichid

t, [°C]	p, [bar]	ρ_l, [kg/m³]	c_l, [J/kg°C]	$10^3 \cdot \mu_l$, [kg/ms]	λ_l, [W/m°C]	Pr_l
30	—	1 055	1 612	3,30	0,1394	38,18
40	—	1 046	1 641	2,60	0,1381	30,87
50	—	1 038	1 671	2,12	0,1369	25,85
60	—	1 029	1 700	1,77	0,1357	22,17
70	—	1 021	1 729	1,48	0,1345	19,02
80	—	1 012	1 754	1,27	0,1332	16,72
90	—	1 003	1 784	1,11	0,1320	15,00
100	—	995	1 813	0,97	0,1308	13,44
110	0,0088	986	1 838	0,87	0,1296	12,34
120	0,0137	977	1 867	0,78	0,1283	11,34
130	0,0216	969	1 897	0,70	0,1271	10,44
140	0,0314	960	1 926	0,63	0,1259	9,66
150	0,0461	951	1 955	0,57	0,1247	8,94
160	0,0657	942	1 980	0,52	0,1234	8,34
170	0,0932	933	2 010	0,48	0,1222	7,89
180	0,1295	924	2 039	0,45	0,1210	7,58
190	0,1766	915	2 068	0,42	0,1198	7,25
200	0,2403	905	2 098	0,39	0,1185	6,90
210	0,3188	896	2 123	0,36	0,1173	6,52
220	0,4150	887	2 152	0,34	0,1161	6,31
230	0,5366	877	2 181	0,31	0,1149	5,88
240	0,6857	868	2 211	0,29	0,1136	5,64
250	0,8652	858	2 236	0,27	0,1124	5,37
260	1,089	848	2 265	0,25	0,1112	5,09
270	1,324	839	2 294	0,24	0,1100	5,01
280	1,628	829	2 324	0,22	0,1087	4,71
290	1,972	819	2 349	0,21	0,1075	4,59
300	2,384	809	2 378	0,20	0,1063	4,47
310	2,855	798	2 408	0,19	0,1051	4,35
320	3,384	788	2 437	0,18	0,1038	4,22
330	3,973	777	2 466	0,17	0,1026	4,09
340	4,650	766	2 491	0,16	0,1014	3,93
350	5,445	755	2 521	0,15	0,1002	3,78

Tabelul A.2 conţine proprietăţile fizice ale amestecului eutectic de difenil oxid şi difenil (difil), în fază lichidă, în funcţie de temperatură (p este presiunea de vapori; *Pr* — criteriul Prandtl). Aceste date sînt recente şi aparţin unei firme producătoare.

Tabelul A.3 conţine proprietăţile fizice ale componenţilor gazelor de ardere, culese din mai multe surse şi transpuse în S.I. (H_20 în fază vapori; valorile $c_„$ sînt reale). Ele sînt necesare pentru calcularea proprietăţilor fizice medii ale gazelor de ardere.

Tabelul A.4 conţine proprietăţile fizice ale amestecului eutectic de săruri topite, în funcţie de temperatură.

TABELUL A.3

Proprietățile fizice ale componenților gazelor de ardere (c_p, [kJ/kg °C]; λ, [W/m °C]; μ, [kg/m s])

t [°C]	CO_2			H_2O			N_2			O_2		
	c_p	$10^2 \cdot \lambda$	$10^6 \cdot \mu$	c_p	$10^2 \cdot \lambda$	$10^6 \cdot \mu$	c_p	$10^2 \cdot \lambda$	$10^6 \cdot \mu$	c_p	$10^2 \cdot \lambda$	$10^6 \cdot \mu$
0	0,816	1,465	13,84	1,846	1,616	8,17	1,038	2,431	16,66	0,913	2,465	19,42
100	0,908	2,279	18,44	1,880	2,396	12,08	1,042	3,152	21,00	0,930	3,291	24,60
200	0,992	3,093	22,60	1,920	3,303	16,04	1,051	3,850	24,77	0,959	4,070	29,10
300	1,063	3,908	26,40	1,988	4,338	20,00	1,068	4,489	28,16	0,992	4,803	33,11
400	1,114	4,722	29,90	2,052	5,589	23,90	1,089	5,071	31,20	1,022	5,500	36,77
500	1,160	5,489	33,15	2,114	6,792	27,71	1,114	5,582	34,05	1,047	6,152	40,13
600	1,197	6,218	36,20	2,181	8,222	31,45	1,139	6,036	36,65	1,068	6,745	43,27
700	1,231	6,885	39,06	2,253	9,792	35,10	1,160	6,420	39,10	1,084	7,280	46,23
800	1,256	7,513	41,75	2,324	11,498	38,65	1,181	6,745	41,40	1,101	7,769	49,98
900	1,277	8,094	44,35	2,391	13,316	42,11	1,197	7,013	43,61	1,109	8,199	51,60
1 000	1,298	8,629	46,79	2,458	15,235	45,45	1,214	7,234	45,74	1,122	8,583	54,12

TABELUL A.4

Proprietățile fizice ale sărurilor topite

t, [°C]	200	250	300	350	400	450
c, [kJ/kg°C]	1,560	1,565	1,570	1,575	1,580	1,585
ρ, [kg/m^3]	1 939	1 901	1 863	1 825	1 787	1 749
λ, [W/m°C]	0,545	0,571	0,597	0,623	0,649	0,675
$10^3 \cdot \mu$, [kg/ms]	8,65	5,17	3,38	2,36	1,74	1,34

Anexa 2.

EFICIENTA SCHIMBULUI DE CĂLDURA SI NUMĂRUL DE UNITĂȚI DE TRANSFER'

Aceste noțiuni au fost introduse de F. Bosnjakovic, sînt corelate cu parametrii întîlniți la diferența medie de temperatură și servesc la rezolvarea unor probleme de schimbătoare de căldură, fără a se utiliza Ai.

A.2.1. DEFINIȚII

Capacitatea calorică a unui fluid care circulă printr-un schimbător de căldură, reprezintă produsul dintre debitul masic al fluidului și căldura sa specifică (masică), deci dimensional ea se exprimă în:

$$mC_p=\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\cdot\frac{\text{J}}{\text{kg°C}}\right]=\left[\frac{\text{W}}{\text{°C}}\right].$$

Capacitățile calorice ale celor două fluide care circulă prin schimbătorul de căldură, fără să existe schimbări de stare de agregare, sînt în general diferite.

Din relația:

$$Q=m_cC_{pc}(t_{c_1}-t_{c_2})=m_rC_{pr}(t_{r_2}-t_{r_1})$$

se constată că, pentru fluidul care are capacitatea calorică mai mică, corespunde o diferență de temperatură mai mare și invers.

Raportul capacităților calorice ale fluidelor, utilizat în cele ce urmează, se află prin împărțirea capacității calorice mai mici la capacitatea calorică mai mare și deci el are valori numerice cuprinse între 0 și 1:

$$X=\frac{(mC_p)\ \text{mică}}{(mC_p)\ \text{mare}} \qquad \text{(A.1)}$$

Dacă, spre exemplu, capacitatea calorică mică corespunde fluidului rece, raportul capacităților calorice va fi:

$$X=\frac{m_rCp_r}{m_cCp_c}=\frac{t_{c1}-t_{c2}}{t_{r2}-t_{r1}}=R.$$

în caz contrar, $X=l/R$, R fiind parametrul întîlnit la stabilirea factorului de corecție pentru diferența medie de temperatură.

Eficiența schimbului de căldură (y)) reprezintă raportul dintre fluxul termic schimbat în aparat și fluxul termic maxim care ar putea fi schimbat, acesta corespunzînd unei arii infinite de schimb de căldură:

$$\eta=\frac{Q}{Q_{max}}$$

Numeric T) are valori cuprinse între 0 și 1.

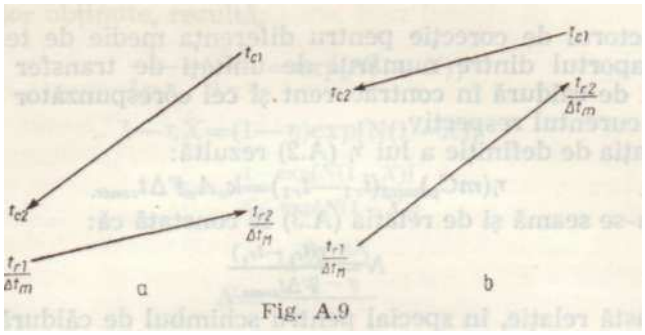


Fig. A.9

în figura A.9 sînt schematizate două schimburi de căldură în contracurent, în care At_m se află la capătul rece şi respectiv la capătul cald al schimbătorului.

La o arie infinită de schimb de căldură, At_m se reduce la zero (t_{c2}—^ri şi respectiv t_r2=^i)-

în cazul *a* fluxul termic maxim va fi:

$$Q_{max}=m_c Cp_c(t_{c1}-t_{r1}),$$

iar în cazul *b:*

$$Q_{max}=m_r Cp_r(t_{c1}-t_{r1}).$$

în aceste relaţii s-a urmărit utilizarea numai a temperaturilor iniţiale ale fluidelor.

Cum în primul caz (mC_p) mică$=m_c Cp_c$, iar în al doilea caz (mC_p) mică$=m_r C_{pr}$, se poate scrie într-o formă generală:

$$Q_{max}=(mC_p)\text{ mică }(t_{c1}-t_{r1}).$$

Se obţin în continuare următoarele expresii ale eficienţei:

$$\eta_i=\frac{m_c C_{pc}(t_{c1}-t_{c2})}{(mC_p)\text{ mică }(t_{c1}-t_{r1})}=\frac{m_r Cp_r(t_{r2}-t_{r1})}{(mC_p)\text{ mică }(t_{c1}-t_{r1})}=\frac{k_e A_e \Delta t}{(mC_p)\text{ mică }(t_{c1}-t_{r1})} \qquad (A.2)$$

In cazul în care capacitatea calorică mică corespunde fluidului rece, rezultă:

$$\eta_i=\frac{t_{r2}-t_{r1}}{t_{c1}-t_{r1}}=P.$$

In caz contrar, $r\backslash=PR$, P fiind parametrul întîlnit la stabilirea factorului de corecţie pentru diferenţa medie de temperatură.

Xumărul de unităţi de transfer de căldură (N) se defineşte prin raportul dintre variaţia temperaturii fluidului cu (mC_p) mică în schimbător şi diferenţa medie de temperatură dintre fluide. înlocuindu-se raportul acestor diferenţe de temperatură, conform expresiilor fluxului termic, rezultă:

$$N=\frac{k_e A_e}{(mC_p)\text{ mică}} \qquad (A.3)$$

Această relaţie permite calcularea ariei de transfer necesare, în funcţie de *N,* evitîndu-se metoda clasică cu At:

$$A_e=\frac{N(mC_p)\text{ mică}}{k_e}=\frac{Q}{k_e F \Delta t_{contr.}} \qquad (A.4)$$

Scriindu-se această relaţie pentru schimbul de căldură în contracurent şi pentru schimbul de căldură într-un curent oarecare, rezultă:

$$\frac{A_{e\ contr.}}{A_e}=\frac{N_{contr.}}{N}=F \qquad (A.5)$$

Deci factorul de corecție pentru diferența medie de temperatură reprezintă raportul dintre numărul de unități de transfer corespunzător schimbului de căldură în contracurent și cel corespunzător schimbului de căldură în curentul respectiv.

Din relația de definiție a lui ») (A.2) rezultă:

$$\eta_i(mC_p)_{mică}(t_{c1}-t_{r1})=k_eA_eF\Delta t_{contr.}$$

Ținîndu-se seamă și de relatia (A.3) se constată că:

$$N=\frac{\eta_i(t_{c_1}-t_{r_1})}{F\Delta t_{contr.}} \qquad \text{(A.6)}$$

Cu această relație, în special pentru schimbul de căldură în curent încrucișat sau contracurent încrucișat, calculîndu-se inițial *F,* se poate afla *N.*

Pentru contracurent (F=1) această relație capătă forma:

$$N_{contr}=\frac{\eta_i(t_{c_1}-t_{r_1})}{\Delta t_{contr.}} \qquad \text{(A.7)}$$

Parametrii YJ și *N* pot servi ca indici comparativi pentru exprimarea performanțelor diverselor schimbătoare de căldură.

A.2.2. CORELĂRI

în cele ce urmează se corelează parametrii *N, r,* și *X,* pentru diverse scheme de schimb de căldură.

a) **Contracurent.** Din relația (A.6) rezultă:

$$\eta_i=\frac{N}{t_{c_1}-t_{r_1}}\ \Delta t=\frac{N}{t_{c_1}-t_{r_1}}\cdot\frac{(t_{c_1}-t_{r_2})-(t_{c_2}-t_{r_1})}{\ln\dfrac{t_{c_1}-t_{r_2}}{t_{c_2}-t_{r_1}}}$$

$$\ln\frac{t_{c_1}-t_{r_2}}{t_{c_2}-t_{r_1}}=\frac{N}{\eta}\cdot\frac{(t_{c_1}-t_{c_2})-(t_{r_2}-t_{r_1})}{t_{c_1}-t_{r_1}}=\frac{N}{\eta}\left(\frac{t_{c_1}-t_{c_2}}{t_{c_1}-t_{r_1}}-\frac{t_{r_2}-t_{r_1}}{t_{c_1}-t_{r_1}}\right)=$$

$$=\frac{N}{\eta}\cdot\left[\frac{(mC_p)_{mică}}{m_cC_{pc}}\cdot\eta-\frac{(mC_p)_{mică}}{m_rC_{pr}}\cdot\eta\right]$$

Dacă m_LC_{vc} are valoarea mai mică (dacă se consideră că *m/l^* **are** valoare mai mică, se ajunge final la aceeași relație), rezultă:

$$\frac{(mC_p)_{mică}}{m_cC_{pc}}=1;\quad\frac{(mC_p)_{mică}}{m_rC_{pr}}=X$$

$$\ln\frac{t_{c_1}-t_{r_2}}{t_{c_2}-t_{r_1}}=N(1-X)$$

$$\frac{t_{c_1}-t_{r_2}}{t_{c_2}-t_{r_1}}=\exp[N(1-X)]$$

$$\frac{t_{c_1}-t_{r_2}}{t_{c_2}-t_{r_1}}=\frac{t_{c_1}-t_{r_1}}{t_{c_2}-t_{r_1}}-\frac{t_{r_2}-t_{r_1}}{t_{c_2}-t_{r_1}}$$

$$\frac{t_{c_1}-t_{r_1}}{t_{c_2}-t_{r_1}}=\frac{1}{\dfrac{(t_{c_1}-t_{r_1})-(t_{c_1}-t_{c_2})}{t_{c_1}-t_{r_1}}}=\frac{1}{1-\eta}$$

$$\frac{t_{r_2}-t_{r_1}}{t_{c_2}-t_{r_1}}=\frac{1}{\dfrac{(t_{c_1}-t_{r_1})-(t_{c_1}-t_{c_2})}{t_{r_2}-t_{r_1}}}=\frac{1}{\dfrac{1}{\eta X}-\dfrac{1}{X}}=\frac{\eta X}{1-\eta}$$

Pe baza celor obținute, rezultă:

$$\frac{1}{1-\eta}-\frac{\eta X}{1-\eta}=\exp[N(1-X)]$$

$$1-\eta X=(1-\eta)\exp[N(1-X)]$$

$$\eta=\frac{1-\exp[N(1-X)]}{X-\exp[N(1-X)]} \tag{A.8}$$

$$N=\frac{\ln\dfrac{1-\eta X}{1-\eta}}{1-X} \tag{A.9}$$

Valori particulare:

$$X=0;\ \eta=1-\frac{1}{\exp N};\ N=\ln\frac{1}{1-\eta} \tag{A.10}$$

$$X=1;\ \eta=\frac{N}{1+N};\ N=\frac{\eta}{1-\eta} \tag{A.11}$$

N=0; »)=0 pentru orice valoare X
iV=oo; v)=l pentru orice valoare *X.*
în figura A.10 este reprezentată grafic relația (A.**8).**
b) **Curent mixt** 1—**2** (4). Pe baza relațiilor (A.5) și (3.15), rezultă:

$$N=\frac{N_{contr.}}{F}=\frac{\dfrac{1}{X-1}\ln\dfrac{1-\eta}{1-\eta X}}{\dfrac{\sqrt{R^2+1}\ \ln\dfrac{1-P}{1-PR}}{(R-1)\ln\dfrac{2-P(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})}}}$$

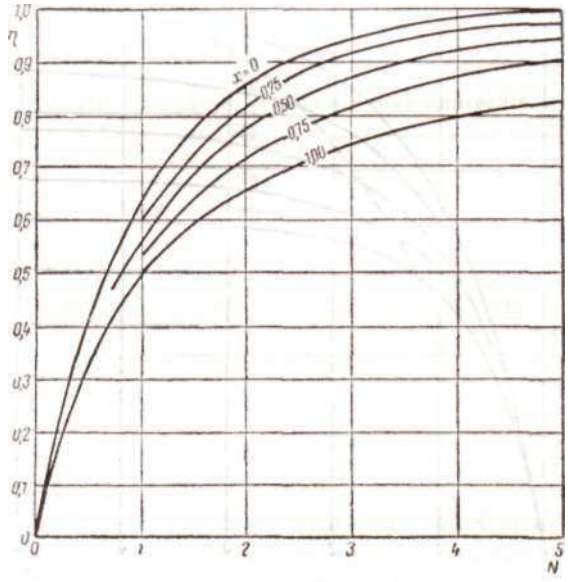


Fig. A.10

Admițîndu-se că fluidul rece are capacitatea calorică mai mică (dacă se presupune invers, se ajunge final la același rezultat), deci $P=r_1$ și $R=X$, se obțin:

$$N=\frac{1}{\sqrt{X^2+1}}\ln\frac{2-\eta(X+1-\sqrt{X^2+1})}{2-\eta(X+1+\sqrt{X^2+1})} \qquad (A.12)$$

$$\eta=\frac{2[1-\exp(N\sqrt{X^2+1})]}{1+X-\sqrt{X^2+1}-(1+X+\sqrt{X^2+1})\exp(N\sqrt{X^2+1})}, \qquad (A.13)$$

Valori particulare:

$$X=0;\quad \eta=1-\frac{1}{\exp N};\quad N=\ln\frac{1}{1-\eta} \qquad (A.14)$$

$$X=1;\quad \eta=\frac{2[1-\exp(\sqrt{2}\,N)]}{2-\sqrt{2}-(2+\sqrt{2})\exp(\sqrt{2}\,N)} \qquad (A.15)$$

$$N=\frac{1}{\sqrt{2}}\ln\frac{2-\eta(2-\sqrt{2})}{2-\eta(2+\sqrt{2})}$$

JV=0; *v)=0* pentru orice valoare *X*.

$$N=\infty;\quad \eta_{max}=\frac{2}{1+X+\sqrt{X^2+1}} \qquad (A.16)$$

(curbele de X=ct. tind asimptotic către aceste valori).

în figura A. 11 este reprezentată grafic relația (A. 13).

La schimbul de căldură în curent mixt trebuie ca $t_{r2}<tr,$. Pentru această condiție, rezultă valoarea critică ce nu trebuie depășită:

$$\eta_{cr}=\frac{1}{1+X} \qquad (A.17)$$

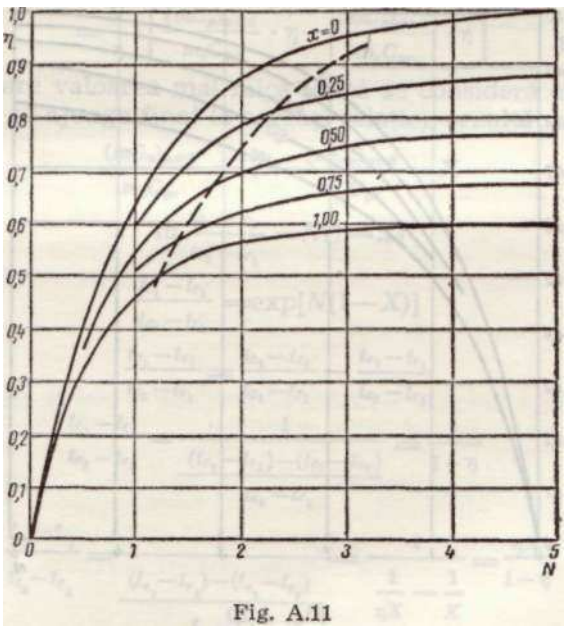


Fig. A.11

Pentru X=0; r_{KT}=1 şi JV_{r}.=oo.

Pentru *X—l; t)$_{cr}$=0,5* şi $N_{„}$=1,246.

! . :'U"-ira A.11 este trasată punctat curba i'/$_{r}$=f(A^{T}cr)-

c) Contact direct în contracurent. într-o coloană prevăzută cu talere [ewentual cu umplutură) poate fi răcit un gaz (vapori) în contracurent cu •n lichid care se încălzeşte. Existînd o analogie între transferul de căldură şi transferul de masă, s-a admis că, pentru un schimb de căldură impus, numărul de unităţi de transfer de căldură rezultat din calcul echivalează cu numărul de talere teoretice necesare. Cum eficacitatea talerului practic, pentru transferul de căldură, este de ordinul 0,40 .. . 0,65, se poate stabili numărul de talere practice necesare, pentru realizarea transferului de căldură impus.

Pentru un transfer de căldură între un gaz şi un lichid, prin contact : în contracurent, într-o coloană prevăzută cu talere, s-au stabilit următoarele relaţii:

$$\eta = \frac{1-X^{N}}{1-X^{N+1}} \qquad \text{(A.18)}$$

$$N = \frac{\ln \dfrac{X-\eta X}{1-\eta X}}{\ln X} - 1 \qquad \text{(A.19)}$$

In aceste relaţii *X* reprezintă raportul dintre variaţiile temperaturilor celor două fluide, luat întotdeauna ca valoare subunitară:

$$X = \frac{\Delta t_{med}}{\Delta t_{mare}} \qquad \text{(A.20)}$$

In tabelul A.5 sînt redate cîteva valori ale lui TQ, în funcţie de *X* şi *N*.

TABELUL A.5

Valorile lui η pentru contact direct în contracurent

X \ N	1	2	3	4	5
0,1	0,909	0,991	0,999	1	1
0,5	0,667	0,857	0,933	0,968	0,984
0,9	0,526	0,701	0,788	0,840	0,874

A. 2.3. UTILIZĂRI

în cele ce urmează, se prezintă utilitatea şi modul de aplicare a relaţiilor expuse anterior, prin intermediul cîtorva aplicaţii numerice simple. Utilizările referitoare la optimizarea schimbătoarelor de căldură se vor prezenta în paragraful respectiv.

a) Pentru un schimb de căldură în contracurent încrucișat, cu 12 încrucișări, se cunosc: $t_a=400$; $t_{C2}=180$; $t_{ri}=100$; $t_{r2}=330°C$ și F=0,989. Se cere numărul de unități de transfer de căldură corespunzător.

$$X=\frac{m_r C_{pr}}{m_c C_{pc}}=\frac{\Delta t_c}{\Delta t_r}=\frac{400-180}{330-100}=0,9565=R$$

$$\eta_1=\frac{t_{r_2}-t_{r_1}}{t_{c_1}-t_{r_1}}=\frac{230}{300}=0,7667=P$$

$$N_{contr.}=\frac{\ln\frac{1-\eta_1 X}{1-\eta_1}}{1-X}=\frac{\ln\frac{1-0,7667\cdot 0,9565}{1-0,7667}}{1-0,9565}=3,07$$

(*$N_{con}tr.$* poate fi citit direct din figura A. 10).

$$N=\frac{N_{contr}}{F}=\frac{3,07}{0,989}=3,1$$

b) Pentru un schimbător de căldură în curent mixt 1—2 se cunosc: $i_{r1}=330$; $t_{,a}=190$; $t_{ri}=100$; $t_{r2}=170°C$; k,=200 Wym^{20}C și $(mC_p)_{mică}=m_c C_{pc}=3Q$ 000 \V/°C. Se cere aria de transfer de căldură necesară.

$$X=\frac{\Delta t_r}{\Delta t_c}=\frac{170-100}{330-190}=0,5$$

$$\eta_1=\frac{m_c C_{pc}(t_{c_1}-t_{c_2})}{(mC_p)_{mică}(t_{c_1}-t_{r_1})}=\frac{330-190}{330-100}=0,6087$$

$$N=\frac{1}{\sqrt{X^2+1}}\cdot\ln\frac{2-\eta_1(X+1-\sqrt{X^2+1})}{2-\eta_1(X+1+\sqrt{X^2+1})}=\frac{1}{\sqrt{1,25}}\ln\frac{2-0,6087\,(1,5-\sqrt{1,25})}{2-0,6087\,(1,5+\sqrt{1,25})}=1,315$$

(*N* poate fi citit direct din figura A.11).

$$A_e=\frac{N\,(mC_p)_{mică}}{k_e}=\frac{1,315\cdot 30\,000}{200}=197\ \text{m}^2.$$

c) Într-o zonă a unei coloane *DA,* vaporii se răcesc de la 260 până la 227°C, în contracurent cu lichidul (refluxul) care se încălzește de la 163 până la 246°C. Se cere numărul de talere practice (eficiență 0,6) necesare.

$$\Delta t_{lic}=246-163=83°C.$$

$$\Delta t_{vap}=260-227=33°C$$

$$X=\frac{\Delta t_{vap}}{\Delta t_{lic}}=\frac{33}{83}=0,3976.$$

La limită, lichidul se poate încălzi până la 260°C.

$$\eta_1=\frac{\Delta t_{lic}}{\Delta t_{lic.max}}=\frac{246-163}{260-163}=0,8557$$

$$N=\frac{\ln\frac{X-\eta_1 X}{1-\eta_1 X}}{\ln X}-1=\frac{\ln\frac{0,3976\,(1-0,8557)}{1-0,8557\cdot 0,3976}}{\ln 0,3976}-1=1,648$$

$$N_{practic}=\frac{1,648}{0,6}=2,75\approx 3.$$

d) Un schimbător de căldură este proiectat să lucreze cu: $t_{fl}=183$; • $=135$; £$_{ri}=109$ şi £$_{r2}=124$°C. Accidental temperatura de intrare a fluidului cald creşte cu 30°C. Se cer: temperaturile de ieşire a fluidelor în -: ua situaţie si creşterea procentuală a fluxului termic.

$$X=\frac{(mC_p)_{mică}}{(mC_p)_{mare}}=\text{ct.}$$

$$N=\frac{k_e A_e}{(mC_p)_{mică}}=\text{ct., pentru } k_e\approx\text{ct.}$$

$$\eta_1=f(X,N)=\text{ct.}$$

$$\Delta t_c=183-135=48°C>\Delta t_r=124-109=15°C$$

$$\eta_1=\frac{\Delta t_c}{t_{c_1}-t_{r_1}}=\frac{48}{183-109}=0,64865$$

$$t'_{c_1}=183+30=213°C$$

$$\eta_1'=\eta_1=\frac{213-t'_{c_2}}{213-109}=0,64865$$

$$t'_{c_2}=213-0,64865(213-109)=145,5°C$$

$$\frac{t'_{r_2}-t_{r_1}}{t'_{c_1}-t'_{c_2}}=\frac{t_{r_2}-t_{r_1}}{t_{c_1}-t_{c_2}}$$

$$t'_{r_2}=\frac{15}{48}(213-145,5)+109=130,1°C$$

$$\frac{Q'}{Q}=\frac{\Delta t'_c}{\Delta t_c}=\frac{213-145,5}{48}=1,406$$

Fluxul termic creşte deci cu 40,6%.

e) Pentru un schimbător de căldură în contracurent, se cunosc: .-L=200 m^2; 7^=200 W/m^2 °C; $m_cC_{pc}=20$ 000 W/°C; $m_rC_{pr}=40$ 000 W/°C; :.. =250°C si $t_,$ =80°C. Se cer: $t_{,,}$ t_{r_2} si Q.

$$X=\frac{(mC_p)\text{ mică}}{(mC_p)\text{ mare}}=\frac{20\,000}{40\,000}=0,5$$

$$N=\frac{k_e A_e}{(mC_p)\text{mică}}=\frac{200\cdot 200}{20\,000}=2$$

$$\eta_1=\frac{1-\exp[N(1-X)]}{X-\exp[N(1-X)]}=\frac{1-\exp 1}{0,5-\exp 1}=\frac{1-2,7183}{0,5-2,7183}=0,7746$$

r, se poate citi direct din figura A. 10)

$$\eta_1=\frac{m_cC_{pc}(t_{c_1}-t_{c_2})}{(mC_p)\text{mică }(t_{c_1}-t_{r_1})}$$

$$t_{c_2}=t_{c_1}-\eta_1(t_{c_1}-t'_{r_1})=250-0,7746(250-80)=118,3°C$$

$$X(t_{c_1}-t_{c_2})=t_{r_2}-t_{r_1}$$

$$t_{r_2}=t_{r_1}+X(t_{c_1}-t_{c_2})=80+0,5(250-118,3)=145,9°C$$

$$Q=m_cC_{pc}(t_{c_1}-t_{c_2})=20\,00(250-118,3)=2,634\cdot 10^6\text{ W.}$$

f) Un schimbător de căldură în curent mixt 1—2 este proiectat să lucreze cu: t_c =330; ^=190; t_r =100; t_{r2}=170°C şi 7c_e=120 W/m^2 °C. Prin necurăţarea la timp a schimbătorului, din cauza depunerilor, coeficientul global de transfer se reduce la k_e =100 W/m^2 °C. Se cer temperaturile finale ale fluidelor în această situaţie şi scăderea procentuală a fluxului termic.

în situaţia iniţială:

$$X=\frac{(mC_p)_{\text{mică}}}{(mC_p)_{\text{mare}}}=\frac{\Delta t_r}{\Delta t_c}=\frac{70}{140}=0{,}5$$

$$\eta_1=\frac{m_e C_{pe}\Delta t_c}{(mC_p)_{\text{mică}}(t_{c_1}-t_{r_1})}=\frac{140}{330-100}=0{,}6087$$

$N=i(X,$ r,) = 1,315 (clin figura A.11; se poate calcula cu relaţia A. 12)

In situaţia finală:

$$X'=X$$

$$N'=N\frac{k'_e}{k_e}=1{,}315\,\frac{100}{120}=1{,}096$$

$$\eta_1'=f(X',N')=0{,}565$$

$$\eta_1'=\frac{t_{c_1}-t'_{c_2}}{t_{c_1}-t_{r_1}}$$

$$t'_{c_2}=t_{c_1}-\eta_1'(t_{c_1}-t_{r_1})=330-0{,}565(330-100)=200°C$$

$$X(t_{c_1}-t'_{c_2})=t'_{r_2}-t'_{r_1}$$

$$t'_{r_2}=t_{r_1}+X(t_{c_1}-t'_{c_2})=100+0{,}5(330-200)=165°C$$

$$\frac{Q'}{Q}=\frac{\Delta t'_c}{\Delta t_c}=\frac{330-200}{330-190}=0{,}929.$$

Fluxul termic scade deci cu 7,l"/o-

g) Un sistem de două schimbătoare identice în serie, lucrînd în contracurent şi global şi pe aparate (fig. A.12), funcţionează cu acelaşi k_e şi cu următoarele temperaturi extreme: t_c =330; t_c =190; t_r =100 şi t_r =170°C. Se cer temperaturile intermediare ale fluidelor şi raportul fluxurilor termice Qi/Qo.

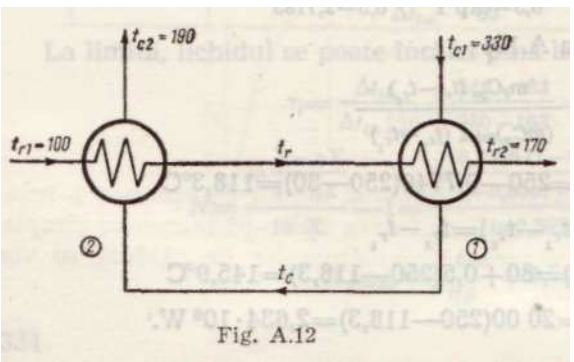


Fig. A.12

Global pe sistem:

$$X=\frac{(mC_p)_{\text{mică}}}{(mC_p)_{\text{mare}}}=\frac{\Delta t_r}{\Delta t_c}$$

$$\frac{170-100}{330-190}=\frac{70}{140}=0{,}5$$

$$\eta_1=\frac{m_e C_{pe}\Delta t_c}{(mC_p)_{\text{mică}}(t_{c_1}-t_{r_1})}=$$

$$=\frac{140}{330-100}=0{,}6087$$

$N=i(X,$ v))=|l,15 (din figura A.10, sau relaţia A.9).

Individual pe aparate:

$$X_1 = X_2 = X = 0{,}5$$

$$N_1 = N_2 = \frac{N}{2} = \frac{1{,}15}{2} = 0{,}575$$

(V este o mărime aditivă numai pentru aparatele în contracurent)

$r_{i1} = r_{i2} = f(X_1, N_x) = 0{,}4$ (din figura A.10 sau relația A.8)

$$\eta_{t1} = \frac{t_{e_1} - t_e}{t_{e_1} - t_r} = \eta_{t2} = \frac{t_e - t_{e_2}}{t_e - t_{r_1}}$$

$$t_e = \frac{t_{e_2} - \eta_{t2} t_{r_1}}{1 - \eta_{t2}} = \frac{190 - 0{,}4 \cdot 100}{1 - 0{,}4} = 250°C$$

$$t_r = \frac{\eta_{t1} \cdot t_{e_1} - t_{e_1} + t_e}{\eta_{t1}} = \frac{0{,}4 \cdot 330 - 330 + 250}{0{,}4} = 130°C$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{t_{r_2} - t_r}{t_r - t_{r_1}} = \frac{170 - 130}{130 - 100} = 1{,}33$$

In aparatul 1 se schimbă cu 33% rnai multă căldură decît în aparatul 2.

Anexa H

METODA DELAWARE PENTRU CALCULUL TERMIC ȘI FLUIDODINAMIC AL SCHIMBĂTOARELOR

Șicanele transversale (obișnuit segment de cerc) utilizate în mantaua schimbătoarelor de căldură nu etanșează, nici față de manta și nici față • ; iri, astfel că, diametrul șicanei $D_ș < D_h$ iar diametrul orificiilor «fin șicană $d_0 > d_e$ (fig. 3.19).

Toleranțele respective sînt de natură constructivă. Diametrul șicanei $D,$ este mai mic decît diametrul interior al mantalei $D_%$ cu aproximativ I... 6 mm. Mai exact, această toleranță variază în funcție de A, așa cum '.'.?. din următoarele date ale unei uzine constructoare:

D_h [m]	0,15...0,33	0,36...0,41	0,46...0,58	0,61...0,99	1,02...1,37	>1,40
$D_s - D_h$ [mm]	2,5	3,2	3,8	4,4	5,7	7,6

Diametrul orificiilor din șicană este mai mare decît diametrul exterior al tuburilor cu aproximativ 0,5 ... 1 mm. Mai exact, se recomandă următoarele valori în funcție de distanța dintre șicane:

x, [m]	<0,91	>0,91
d_0-d_e, [mm]	0,8	0,4

Din cauza existenței toleranțelor anterioare, apar curgeri secundare longitudinale ale fluidului din manta, prin spațiile libere dintre șicane și manta și dintre orificiile din șicane și tuburi. Aceste curgeri longitudinale secundare au ca efecte, în raport cu șicanele care ar etanșa perfect, reducerea coeficientului de convecție și reducerea căderii de presiune din manta, pentru că numai o parte din debitul de fluid circulă transversal pe tuburi realizînd o turbulență accentuată.

Tot din motive de natură constructivă, diametrul efectiv al fasciculului de tuburi $Df<D_f<Di$ (fig. 3.19). Diametrul fasciculului poate fi apreciat cu ajutorul unor date practice (tab. A.6).

TABELUL A.S

Date pentru D_n **[m]**	**stabilirea diametrului fasciculului** $D_i - D_n$ **[mm]**	
	aparate rigide	**cu cap flotant**
<0,25	**8**	20---30
0,25 ••• 0,60	**10**	30---40
>0,60	**12**	40---50

Existența spațiului liber dintre fasciculul de tuburi și manta duce la apariția unor curgeri secundare transversale, care ocolesc lateral fasciculul tubular, conform principiului rezistenței minime. Și aceste curgeri secundare duc la reducerea coeficientului de convecție și la reducerea căderii de presiune pentru fluidul din manta.

Pentru a se micșora debitul de fluid care tinde să ocolească lateral fasciculul, se plasează cîteva șicane longitudinale înguste de etanșare (v. fig. 3.19), fixate de tuburi între șicanele transversale, în spațiul liber dintre fascicul și manta.

Metodele de calcul pentru coeficientul de convecție și pentru căderea de presiune, la fluidele care circulă prin mantaua schimbătoarelor de căldură prevăzute cu șicane transversale segment de cerc, metode în care so ține seamă de toate curgerile secundare, au fost stabilite de un colectiv al Universității Delaware și se întîlnesc în literatură în diverse variante. Din combinarea acestor variante, s-a obținut metodica mai ușor aplicabilă numeric, care se prezintă in cele ce urmează.

Coeficientul de convecție se calculează cu următoarele relații:

— pentru așezarea tuburilor în triunghi echilateral sau în pătrat rotit cu 45°

$$Nu=0{,}285C_1C_2C_3Re^{0{,}629}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0{,}14}$$

— pentru așezarea tuburilor în pătrat normal

$$Nu=0{,}167C_1C_2C_3Re^{0{,}676}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0{,}14}$$

Aceste relații se aplică în domeniul f?e=200 .. . IO[5], pentru fascicule obișnuite cu d_e=20 mm și latura triunghiului sau pătratului 26 mm, respectiv cu d_e=25 mm și latura triunghiului sau pătratului 32 mm.

Proprietățile fizice se iau la temperatura fluidului (calorică sau eventual medie aritmetică), cu excepția lui u_p care se ia la temperatura medie a peretelui.

Lungimea caracteristică utilizată în *Re* și *Nu* este diametrul exterior al tuburilor.

Viteza fluidului se calculează pentru secțiunea centrală liberă dintre **două** șicane alăturate:

$$S=x\left[D_i-D_f+\frac{D_f-d_e}{s}(s-d_e)\right]$$

(această secțiune este cea definită la relațiile simple, dar se calculează mai exact prin intermediul lui *Df).*

Pasul tuburilor de pe un șir (transversal pe direcția curgerii) poate fi latura triunghiului, latura pătratului (la pătrat normal) sau diagonala pătratului (la pătrat rotit).

La distanța dintre șicane se poate ține seamă și de grosimea șicanei (4 ... 6 mm).

Relațiile pentru calculul lui a conțin trei factori de corecție.

Factorul C_t ține seamă de înălțimea relativă a șicanei. Cu cît 7i/D_4 e<:e mai mare, curgerea transversală pe tuburi este mai eficace și Ci are i valoare mai mare. Raportul h/D_t este obișnuit de ordinul 0,65 . . . 0,80.

C_x are frecvent valori de ordinul 1—1,15 și se calculează cu relația:

$$C_1=z+0{,}524(1-z)^{0{,}32}\left(\frac{S}{A_{1f}}\right)^{0{,}03}$$

S **este** secțiunea de curgere definită anterior.

Parametrul *z* se apreciază după următoarele date, în funcție de *Di* și *h/n* **(tab.** A.7).

TABELUL A.7

D. [m]	Valorile parametrului z			
	/i/D,=0,80	/i//)(=0,75	/!//)(=0,70	;i/£>,=0,65
	0,78 0,7D	0,66 0,64	0,54 0,52	0,41 0,39

Ai_f este aria liberă a ferestrei şicanei şi se calculează cu relaţia:

$$A_{lj}=A_f-n_f\frac{\pi d_e^2}{4}$$

în care A_f reprezintă aria totală a ferestrei, iar n_t numărul de tuburi din fereastră. A_f este un segment de cerc şi are următoarele valori pentru cazurile întîlnite frecvent:

h/D_i	0,80	0,75	0,70	0,65
A_f	$0,11182D_i^2$	$0,15355D_i^2$	$0,19817D_i^2$	$0,24498D_i^2$

Numărul de tuburi din fereastră se calculează, în funcţie de numărul total de tuburi al fasciculului, prin relaţia:

$$n_f=n_t\frac{1-z}{2}$$

Dacă există desenul constructiv al schimbătorului, n_p, *iif* şi deci z (fracţia numărului de tuburi care trec prin toate şicanele) se pot cunoaşte exact.

Factorul C_2 ţine seamă de curgerile longitudinale secundare, printre şicană şi manta şi printre tuburi şi orificiile din şicană. Cu cit toleranţele corespunzătoare sînt mai mari, C_2 este mai mic.

$$C_2=f\left(\frac{a_{fm}+a_{to}}{S};\ \frac{a_{fm}}{a_{fm}+a_{to}}\right)$$

în care: $a\hat{}m$ este aria de curgere dintre şicană şi manta; a_{t0} — aria de curgere dintre tuburi şi orificii.

Valoarea lui C_2 se citeşte din tabelul A.8.

TABELUL A.8

Valorile factorului de corecţie C_2

$\frac{a_{fm}+a_{to}}{S}$	C_2			
	$\frac{a_{fm}}{a_{fm}+a_{to}}=0$	0,25	0,50	0,75
0,2	0,82	0,77	0,72	0,67
0,3	0,77	0,71	0,65	0,59
0,4	0,72	0,65	0,58	0,51
0,5	0,67	0,59	0,52	0,44

Cum numărul de orificii din şicană are valoarea (1+z)-n,/2, rezultă:

$$a_{(o}=0,3927(d_o^2-rf_e^2)(1+z)7i_t$$

Unghiul la centru al coardei şicanei (fig. 3.19) rezultă din relaţia:

$$q>—2\ \text{arc cos}\ 12——11$$

Dacă $q>$ se citește în radiani, trecerea lui în grade se face cu relația:

$$\varphi^\circ = \frac{180}{\pi}\varphi_{rad}$$

Pentru 7i/A=0,80 corespunde $q>$=106°; pentru 7i/A=0,75 qp=120°; pentru Ti/A=0,70 <p—133° și pentru 7i/A—0,65 cp=145°.

*aloarea lui a_{fm} se calculează în continuare cu relația:

$$a_{sm} = \frac{\pi}{4}(D_i^2 - D_s^2)\frac{360-\varphi^\circ}{360}.$$

Factorul C_3 ține seamă de curgerile transversale laterale, printre fasdcul și manta. Cu cit A—A [es*e ma i ma re> Q este mai mic. Valoarea feti C_3 se poate mări, prin plasarea de șicane (benzi) longitudinale de -are.

C_3 se calculează cu relația:

$$C_3 = \exp\left\{-1{,}25\,\frac{(D_i - D_f)x}{S}\left[1-\left(\frac{2N_{sl}}{N_{tt}}\right)^{1/3}\right]\right\}$$

\$_a$ reprezintă numărul perechilor de șicane longitudinale de etansare ig. 3.19, *N,i=*2).*

Practic $N_s i=0$ ... 4 sau $N_s i\hat{}(0 \ldots 0{,}2)N_{if}$

X_{if} reprezintă numărul șirurilor de tuburi plasate între marginile rrelor (care trec prin toate șicanele).

$$N_{if} \approx \frac{D_i\left(2\frac{h}{D_i}-1\right)}{s'}$$

In această relație s' este pasul șirurilor de tuburi. La așezarea în triunghi echilateral $s'=-s$, la așezarea în pătrat normal $s'=s$, iar la

V2

- uzarea în pătrat rotit $s'=-s$ (semidiagonala pătratului).

*aloarea lui C_3 este de ordinul 0,6 ... 1.

Valorile lui a obținute prin metoda Delaware sînt apropiate de cele cbținute prin relațiile simple prezentate anterior, pentru că aceste relații î-mple au fost stabilite experimental pe schimbătoare la care au existat rile secundare discutate.

A.3.2. CALCULUL CĂDERII DE PRESIUNE

Căderea de presiune a fluidelor care circulă prin mantaua schimbănarelor de căldură prevăzute cu șicane transversale segment de cerc, fluide care nu își schimbă starea de agregare, se calculează cu relația:

$$\Delta p = \Delta p' C_l\left[(N_s-1)+2\left(1+\frac{N_f}{N_{tt}}\right)\right]+\Delta p'' N_s C_l$$

în această relație N_f reprezintă numărul de șicane transversale, iar numărul de șiruri de tuburi dintr-o fereastră.

$$N_f \approx \frac{0{,}8(D_i-h)}{s'}$$

Ap', căderea de presiune necorectată, la curgerea transversală peste fascicul, între două şicane, are expresia:

$$\Delta p' = f \frac{\rho w^2}{2} N_{if} \left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14}$$

Viteza *w* este cea utilizată în calculul termic.

Coeficientul de frecare f se citeşte din tabelul A.9, în funcţie de *Re* (cel din calculul termic), pentru diverse tipuri de fascicule.

TABELUL A.9

Coeficientul de frecare pentru metoda Delaware

Re	△		□		◇	
d_e, [mm]	20	25	20	25	20	25
latura, [mm]	26	32	26	32	26	32
200	1,60	1,84	1,08	1,36	1,28	1,48
500	1,12	1,28	0,68	0,80	0,88	1,00
10^3	0,92	1,08	0,56	0,60	0,68	0,76
$2 \cdot 10^3$	0,80	0,96	0,60	0,68	0,64	0,64
$5 \cdot 10^3$	0,72	0,80	0,68	0,80	0,60	0,60
10^4	0,68	0,72	0,64	0,72	0,56	0,56
$2 \cdot 10^4$	0,64	0,64	0,56	0,64	0,52	0,52
$5 \cdot 10^4$	0,56	0,56	0,52	0,56	0,48	0,48
10^5	0,48	0,48	0,48	0,52	0,44	0,44

Ap", căderea de presiune necorectată, la curgerea longitudinală, printr-o fereastră de şicană, are expresia:

$$\Delta p'' = (2 + 0{,}6 N_f) \frac{\rho w^2}{2} \left(\frac{S}{A_{if}}\right)^2 \left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)$$

Viteza *w* este cea utilizată în calculele anterioare.

Q este un factor de corecţie care ţine seamă de curgerile longitudinale secundare.

$$C_l = f\left(\frac{a_{fm} + a_{to}}{S};\ \frac{a_{fm}}{a_{fm} + a_{to}}\right)$$

şi se citeşte clin tabelul A. 10.

TABELUL A.10

Valorile factorului de corecţie C_l

$\frac{a_{fm} + a_{to}}{S}$	C_l			
	$\frac{a_{fm}}{a_{fm} + a_{to}} = 0$	0,25	0,50	0,75
0,2	0,63	0,54	0,45	0,35
0,3	0,55	0,45	0,35	0,24
0,4	0,50	0,38	0,26	—
0,4	0,50	0,38	0,26	—
0,5	0,44	0,30	0,16	—

C_t este un factor de corecție care ține seamă de curgerile transversale laterale si se calculează cu relația:

$$C_t = \exp\left\{-3{,}8\,\frac{(D_s - D_t)x}{S}\left[1-\left(\frac{2N_{t1}}{N_{ts}}\right)^{1/3}\right]\right\}$$

C_t are valori cuprinse aproximativ între 0,3 și 1.

Căderile de presiune calculate cu metoda Delaware sînt în majoritatea cazurilor mai mici, decît cele corespunzătoare calculate cu relațiile simple prezentate anterior.

A.3.3. DIMENSIONAREA TEHNOLOGICA A UNUI SCHIMBĂTOR DE CĂLDURA

Pentru a se înțelege mai bine principiile și relațiile prezentate anterior, în cele ce urmează acestea se aplică într-un exemplu practic și anume: dimensionarea tehnologică a unui schimbător de căldură, pentru preîncălzirea țițeiului, prin răcirea refluxului de petrol (treapta 1), de la o coloană de distilare atmosferică. Se dau următoarele:

— pentru petrol, m,=1,63-10^5 kg/h; dj5 =0,786; K=12; t_e =180°C; r. =140°C;

— pentru țiței, m_r=5-10^5 kg/h; d^'=0,868; K=11,8; t_{fj} =103°C.

Bilanțul termic. Entalpia țițeiului și a fracțiunilor petroliere lichide se calculează cu relația:

i=[(2,964—1,332djf)t +(0,003074—0,001154dJf)t^2](0,0538K+0,3544) [—1

Pentru petrol (dj5=0,786; K=12) rezultă:

$$i_e = (1{,}917t + 0{,}002167t^2)1 \quad [\text{kJ/kg}]$$

La t_s=180°C; i, =415,27 kJ/kg.

La t_r'=140°C; ^=310,85 kJ/kg.

Fluxul termic schimbat:

$Q_{=m}4_L i_c—ic_r)$=*lfi3• 10^5(415,27—310,85)=17,02• 10« kJ/h=4,728• IO^6 W.

Pentru țiței (dji?=0,868; K=11,8) se obține:

$$i_r = (1{,}8078t + 0{,}0020723t^2)0{,}98924 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$$

La t_{ri}=103°C; U =205,94 kJ/kg.

Entalpia țițeiului le ieșire:

$$i_{r_2} = i_{r_1} + \frac{Q}{m_r} = 205{,}94 + \frac{17{,}02 \cdot 10^6}{5{,}10^5} = 239{,}98 \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\cdot$$

Temperatura țițeiului la ieșire:

$$239{,}98 = (1{,}8078t_{r_2} + 0{,}0020723t_{r_2}^2)0{,}98924$$

$$0{,}00205t_{r_2}^2 + 1{,}7883t_{r_2} - 239{,}98 = 0$$

$$t_{r_2} = \frac{-1{,}7883 \pm \sqrt{3{,}198 + 1{,}9678}}{0{,}0041} = 118°\text{C}$$

^a doua valoare fiind negativă nu este corectă).

Temperaturile calorice şi proprietăţile fizice ale **fluidelor**

$$\begin{array}{ll} 140 \xleftarrow{\text{petrol}} 180 & \Delta t_{ml}=\dfrac{62-37}{\ln\dfrac{62}{37}}=48{,}4^{\circ}\text{C}. \\ \dfrac{103}{37} \xrightarrow{\text{ţiţei}} \dfrac{118}{62} & \end{array}$$

Factorul caloric:

$$F_c=\frac{\Delta t_{m1}-\Delta t_{cr}}{\Delta t_{ce}-\Delta t_{cr}}=\frac{48{,}4-37}{62-37}=0{,}456.$$

Temperaturile calorice:

$$t_c=t_{c_2}+F_c(t_{c_1}-t_{c_2})=140+0{,}456\cdot 40=158^{\circ}\text{C}$$ (media aritmetică 160°C)

$$t_r=t_{r_1}+F_c(t_{r_2}-t_{r_1})=103+0{,}456\cdot 15=110^{\circ}\text{C}$$
(media aritmetică 110,5°C).

Proprietăţile fizice:

— pentru petrol la i_f=158°C; p=,660 kg/m^3; c=2,602 kJ/kg°C; \= =0,1364 W/m°C; $_u$=3-10-^{4} kg/m s;

— pentru titei la t_r=110°C; p=820 kg/m^3; c=2,239 kJ/kg°C; X= =0,1270 W/m°C; u=18-10-^{4} kg/m s.

Densităţile au fost citite din diagrama p=f(£, *d\l),* dar ele pot fi şi calculate.

Căldurile specifice au fost calculate cu relaţia:

$$C=[(2{,}964-1{,}332d_{15}^{15})+(0{,}006148-0{,}002308d_{15}^{15})t]\cdot$$
$$\cdot(0{,}0538K+0{,}3544)\quad[\text{kJ/kg °C}].$$

Conductivităţile termice au fost calculate cu relaţia:

$$\lambda=\frac{0{,}1172-6{,}33\cdot 10^{-5}t}{d_{15}^{15}}\,[\text{W/m°C}].$$

Din diagramele *v=î(K,* djf, t) s-au citit viscozităţile cinematice şi apoi, prin relaţia u="vp, s-au obţinut viscozităţile dinamice.

Stabilirea geometriei schimbătorului. Se admite un schimbător cu cap mobil, cu un pas în manta şi două păsuri în tuburi, fluidul care circulă prin tuburi fiind ţiţeiul.

Diferenţa medie de temperatură dintre fluide:

$$M=\sqrt{\Delta t_c^2+\Delta t_r^2}=\sqrt{40^2+15^2}=42{,}72$$

$$\Delta t=\frac{M}{\ln\dfrac{\Delta t_M+\Delta t_m+M}{\Delta t_M+\Delta t_m-M}}=\frac{42{,}72}{\ln\dfrac{62+37+42{,}72}{62+37-42{,}72}}=46{,}2^{\circ}\text{C}.$$

Se presupune coeficientul global de transfer de căldură cu depuneri k_{cd}=250 W/m^2 °C.

Aria de transfer de căldură necesară:

$$A_c=\frac{Q}{k_{cd}\,\Delta t}=\frac{4{,}728\cdot 10^6}{250\cdot 46{,}2}=409\ \text{m}^2$$

Se aleg tuburi cu L=6 m, d_e=25 mm şi di=20 mm, aşezate în triunghi echilateral cu latura s=32 mm.

Numărul total de tuburi:

$$n_t = \frac{A_e}{\pi d_e L} = \frac{409}{\pi\, 0{,}025 \cdot 6} = 868$$

Din tabelele de tipizare a schimbătoarelor de căldură, se alege schimbătorul cu:

$$n_t = 900 \text{ tuburi}; \; D_i = 1{,}1 \text{ m}.$$

Recalcularea ariei şi coeficientului global:

$$A_e = n_t \pi d_e L = 900 \pi 0{,}025 \cdot 6 = 424 \text{ m}^2$$

$$k_{ed} = \frac{Q}{A_e \Delta t} = \frac{\cdot 4{,}728 \cdot 10^6}{424 \cdot 46{,}2} = 241 \text{ W/m}^2 \text{°C}.$$

Coeficientul de convecţie interior. Viteza ţiţeiului în tuburi:

$$w = \frac{m_r 4 N_p}{\rho \pi d_i^2 n_t} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 2}{3\,600 \cdot 820 \pi 0{,}02^2 \cdot 900} = 1{,}198 \text{ m/s (satisfăcătoare)}.$$

$$Re = \frac{d_i w \rho}{\mu} = \frac{0{,}02 \cdot 1{,}198 \cdot 820}{18 \cdot 10^{-4}} = 10\,915 > 10^4.$$

Se aplică relaţia:

$$Nu = 0{,}027 Re^{0{,}8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

$$Pr = \frac{c_i \mu}{\lambda} = \frac{2\,239 \cdot 18 \cdot 10^{-4}}{0{,}1270} = 31{,}73$$

$$\alpha_i \left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0.14} = \frac{\lambda}{d_i} 0{,}027 Re^{0{,}8} Pr^{1/3} =$$

$$= \frac{0{,}1270}{0{,}02} 0{,}027 \cdot 10\,915^{0{,}8} \cdot 31{,}73^{1/3} = 923 \text{ W/m}^2 \text{°C}.$$

Coeficientul de convecţie exterior. Pentru aşezarea în triunghi echilateral:

$$Nu = 0{,}285 C_1 C_2 C_3 Re^{0{,}629} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

Secţiunea de curgere pentru care se calculează viteza:

$$S = x \left[D_i - D_f + \frac{D_f - d_e}{s} (s - d_e) \right]$$

Se admite D_i—D,=40 mm; $D_f = l,l - 0{,}04 = 1{,}06$ m.

Se admite distanţa între şicane £=0,4 m (şicane transversale segment rip cprrV

$$S = 0{,}4 \left[0{,}04 + \frac{1{,}06 - 0{,}025}{0{,}032} (0{,}032 - 0{,}025) \right] = 0{,}10656 \text{ m}^2$$

$$w = \frac{m_c}{\rho S} = \frac{1{,}63 \cdot 10^5}{3\,600 \cdot 660 \cdot 0{,}10656} = 0{,}6438 \text{ m/s (acceptabilă)}.$$

$$Re = \frac{d_e w \rho}{\mu} = \frac{0{,}025 \cdot 0{,}6438 \cdot 660}{3 \cdot 10^{-4}} = 35\,409$$

$$Pr = \frac{c_i \mu}{\lambda} = \frac{2\,602 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0{,}1364} = 5{,}723.$$

Se admite înălțimea relativă a șicanelor 7i/D;=;0,8.
Se citește din tabel z=f(A; *h/D,)=0,75.*
Primul factor de corecție:

$$C_1=z+0,524(1-z)^{0,32}\left(\frac{S}{A_{1f}}\right)^{0,03}$$

Aria totală a ferestrei (pentru *h/Di=U,*

$$A_f=0,11182D_i^2$$

Numărul de tuburi din fere

$$n_f=n_t\frac{1-z}{2}:$$

Aria liberă a ferestrei:

$$A_{lf}=A_f-n_f\frac{\pi a_e}{4}=0,11182\cdot1,1^2-900\,\frac{1-0,75}{2}\cdot\frac{\pi0,025^2}{4}=0,08008\ \text{m}^2$$

$$C_1=0,75+0,524(1-0,75)^{0,32}\left(\frac{0,10656}{0,08008}\right)^{0,03}=1,089$$

Aria de curgere dintre tuburi și orificii:

$$a_{t0}=0,3927(d_0^2-d_e^2)(1+z)n_t$$

Se admite *d* —d —1 mm; d =0,026 m

$$a_{t0}=0,3927(0,026^2-0,025^2)(1+0,75)900=0,03154\ \text{m}^2.$$

Aria de curgere dint

$$a_{şm}=\frac{\pi}{4}\,(D_i^2-D_ş^2)\,\frac{360-\varphi^\circ}{360}$$

Se admite A—D,=5 mm; D_s=*l,095* m.
Pentru *h/Di=0,8,* corespunde unghiul la centru al coardei șicanei 9=106°.
Al doilea factor de corecție se citește din tabel, prin interpolare:

$$a_{şm}=\frac{\pi}{4}\,(1,1^2-1,095^2)\,\frac{360-106}{360}=0,00608\ \text{m}^2.$$

$$C_2=1\left(\frac{S}{}-\frac{360}{0,10656}\right)=0,\ldots\ \text{și}$$

$$\frac{a_{şm}}{a_{şm}+a_{to}}=\frac{0,00608}{0,00608+0,03154}=0,1616)=0,703$$

Al treilea factor de corecție:

Se admite numărul perechilor de șicane longitudinale de etansare

Numărul șirurilor de tuburi plasate între marginile ferestrelor:

$$N_{if}=\frac{D_i\left(2\frac{h}{D_i}-1\right)}{s'}=\frac{1,1(2\cdot0,8-1)}{\frac{\sqrt{3}}{2}\cdot0,032}=24$$

$$C_3=\exp\left\{-1,25\,\frac{0,04\cdot0,4}{0,10656}\left[1-\left(\frac{2\cdot2}{24}\right)^{1/3}\right]\right\}=0,919.$$

Coeficientul de convecţie exterior:

• $/=iV'^{14}\text{-}^{5ii}\text{^-}0{,}285\text{-}1_{)}089\text{-}0{,}703\text{-}0{,}919\text{-}35409^{0\text{'}629}\text{-}5{,}723^{1\text{'}3}=1\ 422\ \text{W/m}^2\ \text{°C}.$
\ i / 0,025

Verificarea coeficientului global de transfer. Coeficientul global de transfer pentru schimbătorul fără depuneri, admitîndu-se $t_{pi}=t_{pe}=_1t_p$ si ,)°-^{14}=l:

$$k_e=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}\frac{d_e}{d_i}+\frac{1}{\alpha_e}\left(\frac{\mu_i}{\mu_p}\right)^{0,14}}=\frac{1}{\frac{1}{923}\cdot\frac{0,025}{0,020}+\frac{1}{1422}}=486\ \text{W/m}^2\,\text{°C}.$$

Diferenţa de temperatură la exteriorul tuburilor:

$$\Delta t_e=\frac{k_e(t_c-t_r)}{\alpha_c\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14}}=\frac{486\cdot(158-110)}{1\,422}=16°\text{C}.$$

Temperatura peretelui:

$$t_p=t_c-\Delta t_e=158-16=142°\text{C}.$$

La această temperatură:
— pentru ţiţei u_p=ll,05-10-^{4} kg/m-s;
— pentru petrol u_p=3,75-10~^{4} kg/m-s.
Valorile coeficienţilor de convecţie:

$$\alpha_i=923\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14}=923\left(\frac{18\cdot10^{-4}}{11,05\cdot10^{-4}}\right)^{0,14}=923\cdot1,0707=988\ \text{W/m}^2\,\text{°C}$$

$$\alpha_e=1\,422\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}=1\,422\left(\frac{3\cdot10^{-4}}{3,75\cdot10^{-4}}\right)^{0,14}=1\,422\cdot0,96924=1\,378\ \text{W/m}^2\,\text{°C}.$$

Coeficientul global de transfer de căldură (cu depuneri):

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}\cdot\frac{d_e}{d_i}+R_{di}\frac{d_e}{d_i}+\frac{d_e}{2\lambda_0}\ln\frac{d_e}{d_i}+R_{de}+\frac{1}{\alpha_e}}.$$

Se admit următoarele rezistenţe termice specifice ale depunerilor:

$$R_{di}=0,0011\ \text{m}^2\,\text{°C/W};\quad R_{de}=0,0004\ \text{m}^2\,\text{°C/W}.$$

Conductivitatea termică a peretelui (tuburi din otel carbon) **la** 142^{C}C: >-:=40 W/m°C.

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{1}{988}\cdot\frac{0,025}{0,020}+0,0011\frac{0,025}{0,020}+\frac{0,025}{2\cdot40}\ln\frac{0,025}{0,020}+0,0004+\frac{1}{1378}}=$$

$$=261\ \text{W/m}^2\,\text{°C (valoarea admisă 241 W/m}^2\,\text{°C)}.$$

Aria de transfer de căldură necesară:

$$A_e=\frac{Q}{k_{ed}\cdot\Delta t}=\frac{4,728\cdot10^6}{261\cdot46,2}=392\ \text{m}^2$$

(valoarea admisă 424 m^2).

Supradimensionarea schimbătorului:

$$\frac{424-392}{392}\cdot100=8,2\%\ \text{(acceptabilă)}.$$

Căderea de presiune în tuburi

$$\Delta p = N_p \frac{\rho w^2}{2}\left(fF\frac{L}{d_i}+4\right)\cdot$$

$$Re = 10\,915;\ f = \frac{0{,}4205}{Re^{0.243}} = 0{,}0439.$$

$$F = \left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0{,}14} = \frac{1}{1{,}0707},$$

$$\Delta p = 2\,\frac{820\cdot 1{,}198^2}{2}\left(0{,}0439\,\frac{1}{1{,}0707}\cdot\frac{6}{0{,}02}+4\right) =$$

$$= 0{,}192\cdot 10^5 \quad [\mathrm{N/m^2}] \text{ (acceptabilă).}$$

Căderea de jgresiune în manta. Se utilizează relația

$$\Delta p = \Delta p' C_l\left[(N_ş - 1) + 2\left(1 + \frac{N_f}{N_{tf}}\right)\right] + \Delta p'' N_ş C_l$$

Numărul de şicane transversale:

$$N_ş = \frac{L}{x} - 1 = \frac{6}{0{,}4} - 1 = 14.$$

Numărul de şiruri de tuburi dintr-o fereastră:

$$N_f = \frac{0{,}8(D_i - h)}{s'} = \frac{0{,}8(1{,}1 - 0{,}8\cdot 1{,}1)}{\frac{\sqrt{3}}{2}\cdot 0{,}032} = 6$$

$$\Delta p' = f\,\frac{\rho w^2}{2}\,N_{tf}\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0{,}14}.$$

Pentru fasciculul de tuburi admis, la *Re=35* 409, se citeşte din tabel f=0.6.

$$\Delta p' = 0{,}6\,\frac{660\cdot 0{,}6438^2}{2}\,24\,\frac{1}{0{,}96924} = 2\,032\ \mathrm{N/m^2}.$$

$$\Delta p'' = (2 + 0{,}6N_f)\,\frac{\rho w^2}{2}\left(\frac{S}{A_{tf}}\right)^2\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0{,}14} = (2 + 0{,}6\cdot 6)\cdot\frac{660\cdot 0{,}6438^2}{2}\cdot\left(\frac{0{,}10656}{0{,}08008}\right)^2\cdot$$

$$\cdot\,\frac{1}{0{,}96924} = 1\,399\ \mathrm{N/m^2}.$$

Din tabel se citeşte:

$$C_l = f\left(\frac{a_{fm} + a_{fo}}{S} = 0{,}353 \text{ şi } \frac{a_{fm}}{a_{fm} + a_{fo}} = 0{,}1616\right) = 0{,}455$$

$$C_t = \exp\left\{-3{,}8\,\frac{(D_i - D_f)x}{S}\left[1 - \left(\frac{2N_{fl}}{N_{tf}}\right)^{1/3}\right]\right\} =$$

$$= \exp\left\{-3{,}8\cdot\frac{0{,}04\cdot 0{,}4}{0{,}10656}\left[1 - \left(\frac{2\cdot 2}{24}\right)^{1/3}\right]\right\} = 0{,}7737.$$

Căderea de presiune totală:

$$\Delta p = 2\,032\cdot 0{,}7737\left[(14 - 1) + 2\left(1 + \frac{6}{24}\right)\right] +$$

$$+ 1\,399\cdot 14\cdot 0{,}455 = 0{,}3328\cdot 10^5\ \mathrm{N/m^2} \text{ (acceptabilă).}$$

Diametrele racordurilor. Pentru fiecare fluid (fluidele fiind lichide ra au o variaţie însemnată a volumului specific), ştuţul de ieşire se ia identic cu cel de intrare.

jzîndu-se debitele volumice medii, se aleg diametre standardizate, încît vitezele lichidelor să fie de ordinul 1... 2 m/s.

Pentru titei:

$$V = \frac{m_r}{\rho} = \frac{5 \cdot 10^5}{3600 \cdot 820} = 0{,}16938 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Se aleg d_e=355,6 mm şi dj=333,3 mm

$$w = \frac{V4}{\pi d_i^2} = \frac{0{,}16938 \cdot 4}{\pi \cdot 0{,}3333^2} = 1{,}94 \text{ m/s}.$$

Pentru petrol:

$$V = \frac{m_e}{\rho} = \frac{1{,}63 \cdot 10^5}{3600 \cdot 660} = 0{,}068603 \text{ m}^3/\text{s}.$$

e aleg d_e=273,0 mm şi dj=255,5 mm.

$$w = \frac{V4}{\pi d_i^2} = \frac{0{,}068603 \cdot 4}{\pi \cdot 0{,}2555^2} = 1{,}34 \text{ m/s}.$$

Anexa 4

DIMENSIONAREA TEHNOLOGICA A UNUI REFIERBATOR TERMOSIFON VERTICAL

In exemplul practic care urmează, se prezintă dimensionarea tehno--lîică a unui refierbător termosifon vertical, care funcţionează cu o sar- si termică de 612 600 W şi cu un coeficient de recirculare >5, fiind r.entat din baza coloanei de fracţionare cu un amestec compus din <56,7»/0 masă apă şi 33,3% masă furfurol. Vaporii din amestecul evacuat :onţin 62,8% masă apă şi 37,2% masă furfurol, iar lichidul evacuat 3% masă apă şi 32,32o/0 masă furfurol. în refierbător temperatura rsedie este 110°C, iar presiunea absolută medie 1,47 bar. Pentru încălzire utilizează abur saturat uscat de 135°C (3,13 bar presiune absolută), zare cedează căldură numai prin condensare.

Proprietăţile fizice ale fluidelor. Amestecul lichid apă-furfurol, la : rea în refierbător:

$$\rho = 960{,}5 \text{ kg/m}^3; \quad \mu = 2{,}892 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}.$$

Amestecul de vapori apă-furfurol, Ja ieşirea din refierbător:

$$r = 1{,}5775 \cdot 10^6 \text{ J/kg}; \quad \rho_v = 1{,}191 \text{ kg/m}^3; \quad \mu_v = 1{,}179 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}.$$

Amestecul lichid a,pă-furfurol, la ieşirea din refierbător:

$$\rho=960{,}2 \text{ kg/m}^3;\ C=3\,418{,}7 \text{ J/kg °C};\ \lambda=0{,}64 \text{ W/m °C};$$
$$\mu=2{,}879\cdot10^{-4} \text{ kg/m·s};\quad \sigma=0{,}05649 \text{ N/m}.$$

Aburul de încălzire şi condensul corespunzător:

$$r=2{,}159\cdot10^{6} \text{ J/kg};\quad \rho_e=1{,}7182 \text{ kg/m}^3;$$
$$\rho=930{,}5 \text{ kg/m}^3;\quad \lambda=0{,}6856 \text{ W/m °C};\quad \mu=2{,}094\cdot10^{-4} \text{ kg/m·s}.$$

Bilanţul material şi termic al refierbătorului. Debitul de vapori evacuaţi:

$$\frac{Q}{r}=\frac{612\,600}{1{,}5775\cdot10^{6}}=0{,}38834 \text{ kg/s}.$$

Debitul de lichid intrat:

$$0{,}38834\cdot5=1{,}94170 \text{ kg/s}.$$

Debitul de lichid evacuat:

$$1{,}94170-0{,}38834=1{,}55336 \text{ kg/s}.$$

Debitul aburului de încălzire:

$$\frac{Q}{r}=\frac{612\,600}{2{,}159\cdot10^{6}}=0{,}28374 \text{ kg/s}.$$

Stabilirea geometriei refierbătorului. Diferenţa medie de temperatură dintre fluide:

$$\Delta t=135-110=25°\text{C}.$$

Se admite coeficientul global de transfer de căldură, cu depuneri:

$$k_{ed}=1\,000 \text{ W/m}^2\,°\text{C}.$$

Suprafaţa de schimb de căldură:

$$A_e=\frac{Q}{k_{ed}\Delta t}=\frac{612\,600}{1\,000\cdot25}=24{,}5 \text{ m}^2.$$

Se admit tuburi din otel cu:

$$d_e=25 \text{ mm};\ d_i=20 \text{ mm şi } L=2 \text{ m}.$$

Numărul de tuburi

$$n=\frac{A_e}{\pi d_e L}=\frac{24{,}5}{\pi0{,}025\cdot2}=156.$$

Pentru o aşezare a tuburilor în triunghi, cu pasul s=32 mm şi cu o singură trecere prin tuburi se alege schimbătorul rigid cu:

$$n=172;\ D_e=510 \text{ mm şi } D_i=490 \text{ mm}.$$

Suprafaţa de schimb de căldură corectată:

$$A_e=172\cdot\pi\cdot0{,}025\cdot2=27 \text{ m}^2.$$

Coeficientul global de transfer corectat:

$$k_{ed}=\frac{612\,600}{27\cdot25}=907{,}6 \text{ W/m}^2\,°\text{C}.$$

F.uxul termic specific:

$$q=\frac{Q}{A_e}=k_{ed}\,\Delta t=907{,}6\cdot 25=22\,690\ \text{W/m}^2.$$

în continuare, se va verifica aparatul ales.

Coeficientul de convecţie interior

$$\frac{\alpha_i d_i}{\lambda}=\frac{9{,}02\left(\frac{d_i w\rho}{\mu}\right)^{0{,}55}\left(\frac{c\mu}{\lambda}\right)^{0{,}25}}{\left(\frac{\Delta\rho}{\rho_v}\right)^{0{,}8}\left(\frac{1}{\sigma_c}\right)^{0{,}45}L^{0{,}25}}\cdot$$

Relaţia se aplică cu unităţile fundamentale S.I. Proprietăţile fizice :iri ir.dici se referă la faza lichidă.

$$w=\frac{w_2-w_1}{\ln\frac{w_2}{w_1}}$$

$$Pr=\frac{c\mu}{\lambda}=\frac{3\,418{,}7\cdot 2{,}879\cdot 10^{-4}}{0{,}64}=1{,}5379.$$

"::eza lichidului la intrarea în tuburi:

$$w_1=\frac{m4}{\rho n\pi d_i^2}=\frac{1{,}9417\cdot 4}{960{,}5\cdot 172\cdot\pi\cdot 0{,}02^2}=0{,}037412\ \text{m/s}.$$

Densitatea amestecului la ieşirea din tuburi:

$$\rho_a=\frac{m}{\sum\frac{m_i}{\rho_i}}=\frac{1{,}9417}{\frac{1{,}55336}{960{,}2}+\frac{0{,}38834}{1{,}191}}=5{,}9256\ \text{kg/m}^3.$$

Viteza amestecului la ieşirea din tuburi:

$$w_2=\frac{1{,}9417\cdot 4}{5{,}9256\cdot 172\cdot\pi\cdot 0{,}02^2}=6{,}0642\ \text{m/s}$$

$$w=\frac{6{,}0642-0{,}037412}{\ln\frac{6{,}0642}{0{,}037412}}=1{,}1845\ \text{m/s}$$

$$Re=\frac{d_i w\rho}{\mu}=\frac{0{,}02\cdot 1{,}1845\cdot 960{,}2}{2{,}879\cdot 10^{-4}}=79\,011$$

$$\alpha_i=\frac{0{,}64}{0{,}02}\cdot\frac{9{,}02\cdot 79\,011^{0{,}55}\cdot 1{,}5379^{0{,}25}}{\left(\frac{960{,}2-1{,}191}{1{,}191}\right)^{0{,}8}\cdot\left(\frac{1}{0{,}05649\cdot 3418{,}7}\right)^{0{,}45}\cdot 2^{0{,}25}}=6\,752\ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}.$$

Coeficientul de convecţie exterior

$$\alpha_e=0{,}9979\left(\frac{\lambda^3\rho^2 g d_e}{m\mu}\right)^{1/3}.$$

Proprietăţile fizice aparţin condensului. Debitul de condens *(m)* co- **mpmle** unui tub de lungime egală cu distanţa dintre şicane (x).

Refierbătorul se prevede în manta cu 3 şicane segment de cerc (x=0,5 m).

$$m=\frac{0,28374\cdot 0,5}{172\cdot 2}=4,1241\cdot 10^{-4}\ \text{kg/s}.$$

$$\alpha_e=0,9979\left(\frac{0,6856^3\cdot 930,5^2\cdot 9,81\cdot 0,025}{4,1241\cdot 10^{-4}\cdot 2,094\cdot 10^{-4}}\right)^{1/3}=9\,233\ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}.$$

Coeficientul global de transfer de căldură

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i}+\frac{R_{d_i}d_e}{d_i}+\frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+R_{d_e}+\frac{1}{\alpha_e}};$$

Pentru oţel în condiţii medii $\lambda=37$ W/m °C.

Se admit rezistenţele termice specifice ale depunerilor:

$$R_{d_i}=0,0003\ \text{m}^2\,^\circ\text{C/W};\quad R_{d_e}=0,0002\ \text{m}^2\,^\circ\text{C/W}.$$

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{25}{6\,752\cdot 20}+\frac{0,0003\cdot 25}{20}+\frac{0,025}{2,37}\ln\frac{25}{20}+0,0002+\frac{1}{9\,233}}=1\,060\ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}.$$

Supradimensionarea aparatului. Suprafaţa de schimb de căldură necesară:

$$A_e=\frac{Q}{k_{ed}\Delta t}=\frac{612\,600}{1\,060\cdot 25}=23,1\ \text{m}^2.$$

Supradimensionarea aparatului:

$$\frac{27-23,1}{23,1}\cdot 100=16,9\%\ \text{(acceptabilă)}$$

In cele ce urmează, se calculează căderile de presiune pe circuitul apă-furfurol.

Căderea de presiune pe conducta de intrare a lichidului. în figura 3.21 este redată schema de amplasare a refierbătorului, în raport cu baza coloanei de fracţionare.

Lungimea geometrică a conductei:

$$1,45+1,7=3,15\ \text{m}.$$

Se admite o conductă cu $d_e=42,2$ mm şi $d_i=32,5$ mm.

Viteza lichidului în conductă:

$$w=\frac{m4}{\rho\pi d_i^2}=\frac{1,9417\cdot 4}{960,5\cdot\pi\cdot 0,0325^2}=2,4368\ \text{m/s (acceptabilă)}$$

Lungimea echivalentă a conductei (cu un cot de 90°):

$$L_e=3,15+25\cdot 0,0325=3,963\ \text{m}.$$

$$Re=\frac{d_i w\rho}{\mu}=\frac{0,0325\cdot 2,4368\cdot 960,5}{2,892\cdot 10^{-4}}=263\,028$$

Pentru i?e>10^5:

$$f=\frac{0,1694}{Re^{0,164}}=\frac{0,1694}{263\,028^{0,164}}=0,02188.$$

Căderea de presiune în conductă:

$$\Delta p = f \frac{\rho w^2}{2} \frac{L_e}{d_i} = \frac{0{,}02188 \cdot 960{,}5 \cdot 2{,}4368^2 \cdot 3{,}963}{2 \cdot 0{,}0325} = 7\,608 \ \frac{N}{m^2}$$

Căderile de presiune locale pe circuitul de lichid. ***La trecerea din baza hamei in*** *conductă:*

$$\Delta p = C \frac{\rho w_0^2}{2}; \quad C = 0{,}53334 - 0{,}51667 \frac{A_2}{A_1}; \quad A_1 \gg A_2;$$

$$\Delta p = 0{,}53334 \frac{960{,}5 \cdot 2{,}4368^2}{2} = 1\,521 \ \text{N/m}^2.$$

La trecerea *din conductă în refierbător:*

$$\Delta p = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \cdot \frac{\rho w_1^2}{2}$$

$$A_1 = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{\pi 0{,}0325^2}{4} = 8{,}296 \cdot 10^{-4} \ \text{m}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{\pi 0{,}49^2}{4} = 0{,}18857 \ \text{m}^2$$

$$\Delta p = \left(1 - \frac{8{,}296 \cdot 10^{-4}}{0{,}18857}\right)^2 \cdot \frac{960{,}5 \cdot 2{,}4368^2}{2} = 2\,827 \ \text{N/m}^2$$

- T. *r :7Â* întoarcerea de 9()°).

La intrarea în tuburile refierbătorului:

$$\Delta p = \left(0{,}53334 - 0{,}51667 \frac{A_2}{A_1}\right) \frac{\rho w_2^2}{2}$$

$$A_1 = 0{,}18857 \ \text{m}^2$$

$$A_2 = n \frac{\pi d_i^2}{4} = 172 \frac{\pi 0{,}02^2}{4} = 0{,}054035 \ \text{m}^2$$

$$w_2 = 0{,}037412 \ \text{m/s}$$

$$\Delta p = \left(0{,}53334 - 0{,}51667 \frac{0{,}054035}{0{,}18857}\right) \frac{960{,}5 \cdot 0{,}037412^2}{2} = 0{,}26 \ \frac{N}{m^2}$$

Căderea de presiune în tuburi. în tuburi are loc o curgere bifazică, -=: -: '. fazelor fiind variabil. Se lucrează cu fracţia masică **medie** a **valorizatului:**

$$x_m = \frac{1}{5 \cdot 2} = 0{,}1$$

Se utilizează **metoda** Lockhart-Martinelli. **Căderea de** presiune **pentru amestecul de** lichid şi vapori **se află** prin înmulţirea căderii **de** presiune ..-:.": numai pentru faza lichidă, cu factorul $z\backslash$.

$$\Delta p = f \frac{\rho w^2}{2} \frac{L}{d_i} z_1^2$$

$$w = \frac{m(1 - x_m)4}{\rho n \pi d_i^2} = \frac{1{,}9417(1 - 0{,}1) \cdot 4}{960{,}2 \cdot 172 \cdot \pi \cdot 0{,}02^2} = 0{,}03368 \ \text{m/s}$$

$$Re = \frac{d_i w \rho}{\mu} = \frac{0{,}02 \cdot 0{,}03368 \cdot 960{,}2}{2{,}879 \cdot 10^{-4}} = 2\,247$$

Pentru i?e=10^3. .. IO^5:

$$f=\frac{0,4205}{Re^{0.243}}=\frac{0,4205}{2247^{0.243}}=0,064465.$$

Parametrul Lockhart-Martinelli:

$$X=\left(\frac{1-x_m}{x_m}\right)^{0,9}\left(\frac{\rho_v}{\rho}\right)^{0,5}\left(\frac{\mu}{\mu_v}\right)^{0,1}=\left(\frac{0,9}{0,1}\right)^{0,9}\left(\frac{1,191}{960,2}\right)^{0,5}\left(\frac{2,879\cdot10^{-4}}{0,1179\cdot10^{-4}}\right)^{0,1}=0,35$$

Pentru curgerea dublu turbulentă *(Re* .pentru vapori este sensibil mai mare decît *Re* pentru lichid), factorul de corelare curgere amestec-curgere lichid are valoarea:

$$z_1=f(X)=7,75.$$

Căderea de presiune în tuburi:

$$\Delta p=0,064465\cdot\frac{960,2\cdot0,03368^2}{2}\cdot\frac{2}{0,02}\cdot7,75^2=211\ \text{N/m}^2.$$

Căderea de presiune pe conducta de evacuare a amestecului. în acest caz raportul fazelor este constant.

Densitatea medie a amestecului p_a=5,9256 kg/m^3.

Se admite o conductă cu d_e=141,3 mm şi df/=125,5 mm.

Viteza amestecului în conductă:

$$w_a=\frac{m4}{\rho_a\pi d_i^2}=\frac{1,9417\cdot4}{5,9256\cdot\pi\cdot0,1255^2}=26,49\ \text{m/s (acceptabilă)}$$

$$\Delta p=f\frac{\rho w^2}{2}\cdot\frac{L}{d_i}z_1^2$$

$$w=\frac{m(1-x)4}{\rho\pi d_i^2}=\frac{1,9417(1-0,2)\cdot4}{960,2\pi0,1255^2}=0,1308\ \text{m/s}$$

$$Re=\frac{d_i w\rho}{\mu}=\frac{0,1255\cdot0,1308\cdot960,2}{2,879\cdot10^{-4}}=54\,748$$

$$f=\frac{0,4205}{Re^{0.243}}=\frac{0,4205}{54748^{0.243}}=0,02967$$

$$X=\left(\frac{0,8}{0,2}\right)^{0,9}\left(\frac{1,191}{960,2}\right)^{0,5}\left(\frac{2,879}{0,1179}\right)^{0,1}=0,169$$

$$z_1=f(X)=12,8;\quad L=1,5\ \text{m}.$$

$$\Delta p=0,02967\cdot\frac{960,2\cdot0,1308^2}{2}\cdot\frac{1,5}{0,1255}\cdot12,8^2=477\ \text{N/m}^2$$

Căderile de presiune locale pe circuitul de amestec. La o curgere bifazică, viteza vaporilor este sensibil mai mare decît viteza lichidului. Aceste viteze pot fi calculate cu metoda Lockhart-Martinelli.

Fracţia volumică reală a lichidului:

$$Y_1=f(X=0,169)=0,079.$$

îHeza lichidului şi viteza vaporilor la ieşirea din tuburi:

$$A_1=0{,}054035\ \text{m}^2;\quad A_2=0{,}18857\ \text{m}^2.$$

$$w=\frac{m(1-x)}{\rho A_1 Y_1}=\frac{1{,}55336}{960{,}2\cdot 0{,}054035\cdot 0{,}079}=0{,}37897\ \text{m/s}.$$

$$w_v=\frac{mx}{\rho_v A_1(1-Y_1)}=\frac{0{,}38834}{1{,}191\cdot 0{,}054035\cdot 0{,}921}=6{,}5519\ \text{m/s}$$

Sderea de presiune *la ieşirea din tuburi:*

$$\Delta p=\left(1-\frac{A_1}{A_2}\right)^2\left[\frac{\rho w^2}{2}Y_1+\frac{\rho_v w_v^2}{2}(1-Y_1)\right]=\left(1-\frac{0{,}54035}{0{,}18857}\right)^2\left(\frac{960{,}2\cdot 0{,}37897^2}{2}\cdot\right.$$

$$\left.\cdot 0{,}079+\frac{1{,}191\cdot 6{,}5519^2}{2}\cdot 0{,}921\right)=14{,}76\ \text{N/m}^2.$$

Căderea de presiune Za *intrarea în conducta de amestec* (se neglijează întoarcerea de 90°):

$$\Delta p=\left(0{,}53334-0{,}51667\,\frac{A_2}{A_1}\right)\left[\frac{\rho w^2}{2}Y_1+\frac{\rho_v w_v^2}{2}(1-Y_1)\right]$$

chidului şi viteza vaporilor în conducta de amestec:

$$A_1=0{,}18857\ \text{m}^2;\ A_2=\frac{\pi 0{,}1255^2}{4}=0{,}01237\ \text{m}^2$$

$$w=\frac{1{,}55336}{960{,}2\cdot 0{,}01237\cdot 0{,}079}=1{,}6554\ \text{m/s}$$

$$w_v=\frac{0{,}38834}{1{,}191\cdot 0{,}01237\cdot 0{,}921}=28{,}62\ \text{m/s}$$

$$\Delta p=\left(0{,}53334-0{,}51667\,\frac{0{,}01237}{0{,}18857}\right)\left(\frac{960{,}2\cdot 1{,}6554^2}{2}0{,}079+\frac{1{,}191\cdot 28{,}62^2}{2}0{,}921\right)=$$

$$=276{,}3\ \text{N/m}^2.$$

Sderea de presiune *la intrarea în coloană:*

$$\Delta p=\left(1-\frac{A_1}{A_2}\right)^2\left[\frac{\rho w^2}{2}Y_1+\frac{\rho_v w_v^2}{2}(1-Y_1)\right]$$

de corespund conductei); A ,) » ^ .

$$\Delta p=\frac{960{,}2\cdot 1{,}6554^2}{2}0{,}079+\frac{1{,}191\cdot 28{,}62^2}{2}0{,}921=553{,}2\ \text{N/m}^2$$

• Hexenţa de presiune rezistentă. Anterior au fost calculate toate că-
:-. ;::.-' "ie cauzate tic frecare, clin circuitul amestec apă-furfurol.
- •. :ie presiune rezistentă reprezintă suma tuturor căderilor de
• n e anterioare, plus diferenţa de presiune cauzată de accelerarea din
..-. rrr.are a vaporizării.

IXferema de presiune *cauzată de accelerare:*

$$\Delta p=\left[\frac{\rho w^2}{2}Y_1+\frac{\rho_v w_v^2}{2}(1-Y_1)\right]-\frac{\rho_1 w_1^2}{2}=\frac{960{,}2\cdot 0{,}37897^2}{2}0{,}079+$$

$$+\frac{1{,}191\cdot 6{,}5519^2}{2}0{,}921-\frac{960{,}5\cdot 0{,}037412^2}{2}=28{,}32\ \text{N/m}^2.$$

Diferența de presiune *rezistentă:*

$$\Delta p_r = 7\,608 + 1\,521 + 2\,827 + 0{,}26 + 211 + 477 + \\ + 14{,}76 + 276{,}3 + 553{,}2 + 28{,}32 = 13\,517 \text{ N/m}^2$$

Diferența de presiune activă. Se calculează pentru coloanele de lichid și amestec corespunzătoare lungimii tuburilor.

$$\Delta p_a = gL(\rho - \rho_a).$$

Pentru densitatea medie a coloanei de amestec, parametrul Lockhart-Martinelli se calculează cu fracția masică medie a vaporizatorului:

$$x_m = \frac{x}{3} = \frac{0{,}2}{3} = 0{,}06667$$

$$X = \left(\frac{1 - 0{,}06667}{0{,}06667}\right)^{0{,}9} \left(\frac{1{,}191}{960{,}2}\right)^{0{,}5} \left(\frac{2{,}879}{0{,}1179}\right)^{0{,}1} = 0{,}52.$$

Fracția volumică medie a lichidului:

$$Y_1 = f(X) = 0{,}161.$$

D

$$\rho_a = \rho Y_1 + \rho_v(1 - Y_1) = 960{,}2 \cdot 0{,}161 + 1{,}191 \cdot 9{,}839 = 155{,}6 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p_a = 9{,}81 \cdot 2(960{,}5 - 155{,}6) = 15\,792 \text{ N/m}^2.$$

Pentru că diferența de presiune activă este ceva mai mare decît diferența de presiune rezistentă, sistemul se va autoregla, astfel încît să lucreze cu un coeficient de recirculare puțin mai mare decît cel admis.

Anexa 5

METODA KERN PENTRU CALCULUL CONDENSATOARELOR DE AMESTECURI COMPLEXE

Amestecurile complexe, la care se referă metoda Kern, sînt amestecurile evacuate la vîrful diverselor coloane de fracționare și care se compun din: vapori de benzină, abur și gaze necondensabile.

Pentru a se înțelege mai ușor această metodă, se prezintă o aplicație numerică sumară.

Pe vîrful unei coloane de fracționare se evacuează: 6 046 kg/h vapori de benzină (dJl =0,780); 168 kg/h abur și 41 kg/h gaze necondensabile (M=50). în condensatorul cu apă (apa circulă prin tuburi) acest amestec trece de la 152°C la 40°C, sub presiunea absolută medie de 1,36 bar, vaporii de benzină și aburul condensînd practic total. Apa de răcire se încălzește de la 14°C pînă la 32°C.

Pentru benzină se cunosc iniţial curba de distilare STAS *(t* — % voi. .: *'.3.* presiunea normală atmosferică şi variaţia densităţii relative tJ*| **jri~** *J* vaporizat, în funcţie de o/o ˅°l- ˅aP-

'- :' r:::e de aceste date iniţiale, se calculează prin metodica cunos- :_r~a de vaporizare în echilibra (CVE) la presiunea normală atmo- *:* se reprezintă în funcţie de % masă vaporizat. In figura A.13 • - :~ :A această variaţie practic liniară, împreună cu variaţia masei - —:-dii a vaporizatului. Masa molară medie se stabileşte în funcţie şi de temperatura medie de fierbere pentru fracţiunea vapori-

L- -.:rarea în condensator, vaporii de benzină se găsesc la saturaţie, «**are** deosebire de abur, pentru că ei provin din contactul cu lichidul de **clerul** de vîrf al coloanei (pe acest taler nu se află şi apă).

In condensator, în prima zonă are loc numai condensare de vapori de iar în a doua zonă condensează simultan vapori de benzină şi ***moar.*** Procesele de condensare sînt însoţite şi de procese de răcire (gaze, .:• -. -: condens).

Pentru a se stabili limita dintre cele două zone (temperatura de rouă .---_ : ndensarea iniţială a aburului), se alcătuieşte tabelul A.11.

Exemplificare pentru 60»/o masă benzină în fază vapori: din figura **AJ3** se citesc M=103 si *t* =rll4°C.

$$\frac{0{,}6 \cdot 6046}{103} = 35{,}22 \text{ kmol/h vap. benz.}$$

$$35{,}22 + \frac{168}{18} + \frac{41}{50} = 45{,}37 \text{kmol/h total vap.}$$

tocmii se consideră permanent necondensat)

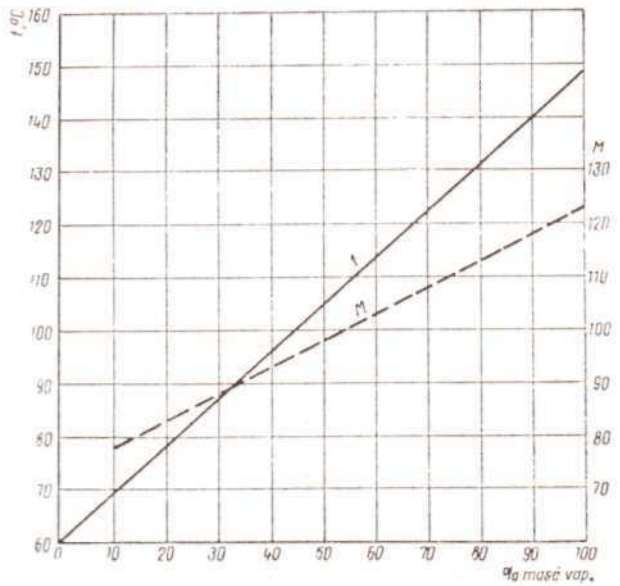


Fig. A.13

TABELUL A.11

Datele pentru stabilirea temperaturii de rouă

% masă benz. vap.	M	t, °C pe CVE	Vap. benz. [kmol/h]	Total vap. [kmol/h]	p_{benz} [bar]	p_{abur} [bar]	t, [°C] la p_{benz}	$p_{sat.}$ [bar]
60	103	114	35,22	45,37	1,056	0,280	116	1,747
40	93	96	26,00	36,15	0,978	0,351	95	0,846
20	83	78	14,57	24,72	0,802	0,513	72	0,340
10	78	69	7,75	17,90	0,589	0,709	51	0,130

Presiunile parţiale:

$$p_{benz} = \frac{35,22}{45,37} 1,36 = 1,056 \text{ bar}$$

$$p_{abur} = \frac{168}{18 \cdot 45,37} 1,36 = 0,280 \text{ bar.}$$

Din diagrama presiunilor de vapori pentru hidrocarburi, pentru £=114°C şi p=1,013 bar, se stabileşte hidrocarbura echivalentă şi pentru aceasta, la p=1,056 bar, se citeşte £=116°C.

La 116°C, presiunea de vapori a apei este î%$_{at}$=,l,747 bar.

Presiunea de saturaţie se poate citi şi la alte temperaturi, în afara celor din tabel.

în figura A. 14 sînt reprezentate, în funcţie de temperatura corespunzătoare la *Pbenz,* curbele de variaţie pentru p_{abur} şi $p^{\wedge}$,. La intersecţia acestor curbe se citeşte temperatura de rouă 79°C.

Stabilirea % masă benzină în fază vapori la 79°C:

$$p_{sat} = 0,455 \text{ bar}$$

$$x + \frac{168}{18} + \frac{41}{50} = x + 10,15 \text{ kmol/h total vap.}$$

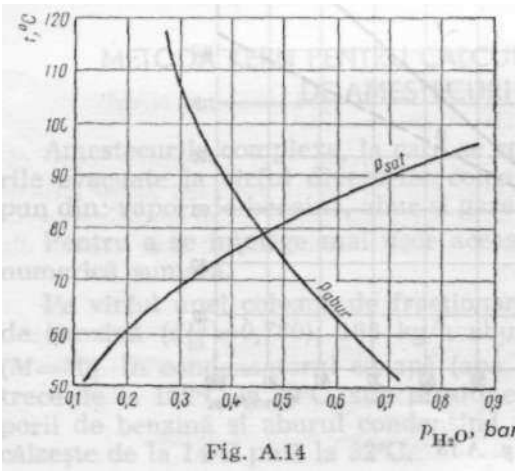


Fig. A.14

$$p_{sat} = \frac{168}{18(x+10,15)} 1,36 = 0,455 \text{ bar.}$$

$$x = \frac{168 \cdot 1,36}{18 \cdot 0,455} -$$

$$-10,15 = 17,75 \text{ kmol/h vap. benz.}$$

$$p_{benz} = \frac{17,75}{17,75+10,15} 1,36 = 0,865 \text{ bar.}$$

Din diagrama presiunilor de vapori, pentru 79°C şi 0,865 bar. se stabileşte hidrocarbura, iar la p= 1,013 bar se citeşte £=83°C. La această temperatură corespund pe CVE 26% masă vaporizat.

Pentru stabilirea sarcinilor termice ale celor două zone ale conden- **aaaaroiii,** se cunosc:

— **căldura** specifică medie a gazelor C_p=1,76 kJ/kg°C;

— entalpiile specifice caracteristice ale benzinei şi apei (în tabelul **JE2: pentru** abur supraîncălzit entalpia se citeşte în funcţie de tempe- **xacssâ** si de presiunea parţială).

TABELUL A.12

Entalpiile caracteristice ale benzinei şi apei

t, [°C]	Benzină, [kJ/kg]		Apă, [kJ/kg]	
	vap.	lic.	vap.	lic.
152	632	—	2 789	—
79	515	163	2 642	—
40	—	79	—	167

Sarcina termică a primei zone a condensatorului:

$$Q_1=6\,046(632-0{,}26\cdot 515-0{,}74\cdot 163)+168(2\,789-2\,642)+$$
$$+41\cdot 1{,}76(152-79)=2{,}3122\cdot 10^6\ \text{kJ/h}=642\,278\ \text{W}.$$

Sarcina termică pentru a doua zonă a condensatorului:

$$Q_2=6\,046(0{,}26\cdot 515+0{,}74\cdot 163-79)+168(2\,642-167)+41\cdot 1{,}76(79-40)=$$
$$=1{,}4798\cdot 10^6\ \text{kJ/h}=411\,056\ \text{W}.$$

-:. :• rmică globală:

$$Q=Q_1+Q_2=3{,}792\cdot 10^6\ \text{kJ/h}=1{,}0533\cdot 10^6\ \text{W}.$$

Udatul apei de răcire:

$$\frac{3{,}792\cdot 10^6}{4{,}187(32-14)}=50\,314\ \text{kg/h}.$$

Haaperatura apei de răcire la limita dintre cele două zone are sens **aaaaai** la schimbul de căldură în contracurent. Pentru curent mixt, di- **iBBBţeJe** medii de temperatură corespunzătoare celor două zone pot fi . —> luir.du-se pentru apă temperatura medie constantă (2.TC).

152	79	40°C
23	23	23°C
129	56	17

- - - '. V- căldură în curent mixt este posibil, pentru că t, J=32°C » **rad** mic decît t_c =40°C. Temperatura unui fluid fiind constantă, **jiC «ae acelaşi** la curent mixt şi la contracurent.

prima zonă a condensatorului:

$$\Delta t_1=\frac{129-56}{\ln\frac{129}{56}}=87{,}5°\text{C}.$$

Pentru a doua zonă a condensatorului:

$$\Delta t_2 = \frac{56-17}{\ln \frac{56}{17}} = 32{,}7°C.$$

Diferența medie de temperatură pentru întregul condensator:

$$\Delta t = \frac{Q}{\frac{Q_1}{\Delta t_1} + \frac{Q_2}{\Delta t_2}} = \frac{1\,053\,300}{\frac{642\,278}{87{,}5} + \frac{411\,056}{32{,}7}} = 52{,}9°C.$$

(pentru comparație, aceeași diferență de temperatură calculată direct este 55,3°C).

Se presupune $k_{ed}=330$ W/m² °C

$$A_e = \frac{Q}{k_{ed}\,\Delta t} = \frac{1\,053\,300}{330 \cdot 52{,}9} = 60{,}3 \text{ m}^2.$$

Se aleg tuburi cu L=4 m; d_e=25 mm; d_i=20 mm; așezare în triunghi cu s=32 mm.

Numărul total de tuburi:

$$n = \frac{A_e}{\pi d_e L} = \frac{60{,}3}{\pi 0{,}025 \cdot 4} = 192.$$

Se alege schimbătorul cu ?i=212 tuburi (4 păsuri) și Dj=0,6 m. Recalcularea ariei si a coeficientului global:

$$A_e = 212\pi 0{,}025 \cdot 4 = 66{,}6 \text{ m}^2$$

$$k_{ed} = \frac{1\,053\,300}{66{,}6 \cdot 52{,}9} = 299 \text{ W/m}^2 °C.$$

Pentru 4 păsuri în tuburi, viteza apei de răcire este:

$$w = \frac{50\,314 \cdot 4 \cdot 4}{3\,600 \cdot 998 \cdot 212 \cdot \pi \cdot 0{,}02^2} = 0{,}841 \text{ m/s}.$$

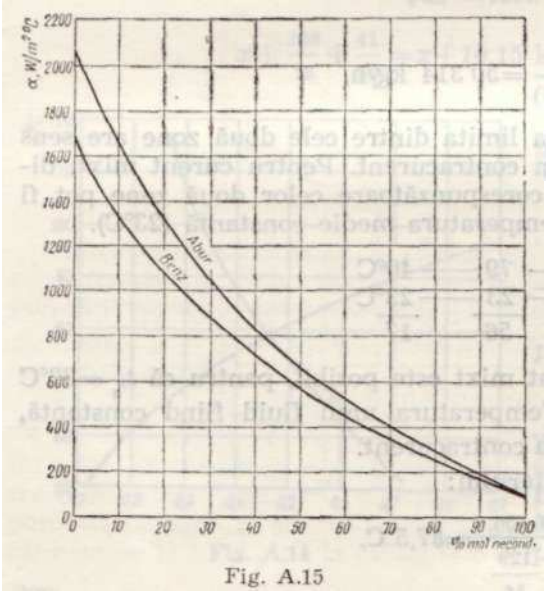


Fig. A.15

In manta se prevăd 7 șicane transversale.

Se calculează coeficientul de convecție interior și se obține $\alpha_i \frac{d_i}{d_e} = 2\,933$ W/m² °C.

în figura A.15 sînt redate curbele de variație ale lui a pentru condensare de amestecuri complexe (după date practice), în funcție de % moli necondensabile: o curbă pentru zona în care condensează numai vapori de benzină (a=1705—85 W/m² °C) și o curbă pentru zona în care condensează simultan abur și vapori de benzină (a=2 100—85 W/m²°C).

-îrarea in prima zona:

$$\frac{6\,046}{124}+\frac{168}{18}+\frac{41}{50}=48{,}758+9{,}333+0{,}820=58{,}911 \text{ kmol/h.}$$

$$\%\text{ moli necond.}=\frac{9{,}333+0{,}82}{58\,911}\cdot 100=17{,}2.$$

citeşte pe curba de benzină a_4,=1 150 W/m² °C.

Coeficientul global de transfer local:

$$k_c=\frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i}+\frac{1}{\alpha_e}}=\frac{1}{\frac{1}{2933}+\frac{1}{1150}}=826 \quad \left[\frac{W}{m^2\,°C}\right]$$

neglrează rezistenţa termică a peretelui).

La ieşirea din prima zonă:

$$\frac{0.26\cdot 6\,046}{86}+9{,}333+0{,}82=28{,}432 \text{ kmol/h}$$

$$\%\text{ moli necond.}=\frac{9{,}333+0{,}82}{28{,}432}\cdot 100=35{,}7.$$

Se citeşte pe curba de benzină a_E=780 W/m²°C.

$$k_c=\frac{1}{\frac{1}{2933}+\frac{1}{780}}=616 \text{ W/m}^2\,°\text{C.}$$

Media loearitmică a lui 7c,, în zonă

$$k_e=\frac{826-616}{\ln\frac{826}{616}}=716 \text{ W/m}^2\,°\text{C.}$$

; **admite** global pentru depuneri R_{cd}=0,0008 $\left[\frac{m_c^2\cdot °C}{W}\right]$

$$K_{ed\,1}=\frac{1}{\frac{1}{k_e}+R_d}=\frac{1}{\frac{1}{716}+0{,}0008}=455 \text{ W/m}^2\,°\text{C.}$$

a de transfer necesară pentru prima zonă:

$$A_{e_1}=\frac{Q_1}{k_{ed_1}\cdot \Delta t_1}=\frac{642\,278}{455\cdot 87{,}5}=16{,}13 \text{ m}^2.$$

La intrarea $\%\text{ moli necond.}=\frac{0{,}82}{9{,}333+0{,}82}\cdot 100=8{,}08.$ e vaporii de ben-

ateste pe curba de abur a_e=1 760 W/m² °C.

$$k_e=\frac{1}{\frac{1}{2\,933}+\frac{1}{1\,760}}=1\,100 \text{ W/m}^2\,°\text{C.}$$

La ieşirea din a doua zonă:
% moli necond.=100; a_e=85 W/m² °C.

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{2\,933} + \frac{1}{85}} = 82{,}6 \text{ W/m}^2 \text{ °C}.$$

Media logaritmică a lui k_e în zonă:

$$k_e = \frac{1\,100 - 82{,}6}{\ln \frac{1\,100}{82{,}6}} = 393 \text{ W/m}^2 \text{ °C}.$$

$$k_{ed_2} = \frac{1}{\frac{1}{393} + 0{,}0008} = 299 \text{ W/m}^2 \text{ °C}.$$

$$A_{e_2} = \frac{411\,056}{299 \cdot 32{,}7} = 42{,}04 \text{ m}^2.$$

Aria totală necesară:
$A_e = 16{,}13 + 42{,}04 = 58{,}17$ m² (s-au admis 66,6 m²).
Valoarea medie a coeficientului global de transfer de căldură:

$$k_{ed} = \frac{Q}{A_e \Delta t} = \frac{1{,}0533 \cdot 10^6}{58{,}17 \cdot 52{,}9} = 342 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

(s-a admis k_{ed}=299 W/m² °C).

Căderea de presiune în cazul condensării se poate calcula cu ajutorul relaţiilor obişnuite, utilizîndu-se condiţiile iniţiale de intrare în condensator şi împărţindu-se valoarea obţinută cu doi. Pot fi însă utilizate şi metodele curgerii bifazice (metoda clasică şi metoda Lockhart-Martinelli), adaptate curgerii prin manta.

Anexa 6

DIMENSIONAREA TEHNOLOGICA A UNUI RACITOR CU AER

în cele ce urmează, se prezintă dimensionarea tehnologică a unui răcitor cu aer, pentru răcirea de la 140 pînă la 60°C a 60 000 kg/h motorină, cu d|° =0,840 şi X=11,8, răcitorul fiind amplasat la o altitudine de 200 m.

în condiţiile medii, motorina are următoarele proprietăţi fizice:

c=2,2355 kJ /kg °C; ρ=782,7 kg/m³; λ=0,1314 W/m °C
şi $\nu = 1{,}35 \cdot 10^{-6}$ m²/s (Pr=17,977).

Bilantul termic. Fluxul termic schimbat:

$$Q = 60\,000 \cdot 2{,}2355(140 - 60) = 10{,}73 \cdot 10^6 \text{ kJ/h} = 2{,}9806 \cdot 10^6 \text{ W}.$$

iimit pentru aer: temperatura inițială 32°C și temperatura finală

- fi* ile medii, aerul are următoarele proprietăţi fizice:

S kJ kg°C; X=0,028 W/m °C și ,u = 19,43-10-^{6} -^~ (Pr=0,6974).

m • s

Debitul de aer necesar:

$$m=\frac{10{,}73\cdot 10^{6}}{1{,}005(60-32)}=381\ 308\ \text{kg/h}.$$

Cumetria răcitorului. Se admit următoarele date constructive:

$L=9$ m; $d_e=25$ mm; $d_i=20$ mm; $D=59$ mm; $h=17$ mm;

$n=400$ aripioare/m; $b=2{,}5$ mm; $\delta=0{,}35$ mm; $s=64$ mm;

$s'=62$ mm; $l_l=50$ mm; $n_s=5$; $l_s=50$ mm; $l_r=80$ mm;

$l_p=4$mm; $h_l=50$ mm; $l_c=250$ mm.

ftesiur.ea atmosferică la altitudinea 7/=200 m:

$$p_H=p_0(1-2{,}257\cdot 10^{-5}\cdot H)^{5{,}256}=101\ 325(1-2{,}257\cdot 10^{-5}\cdot 200)^{5{,}256}=$$

$$=98\ 944\ \text{N/m}^2.$$

- îitatea aerului la această presiune și la temperatura medie de

$$\rho=\frac{p_H M}{RT}=\frac{98\ 944\cdot 28{,}84}{8\ 314\ (46+273)}=1{,}076\ \text{kg/m}^3.$$

1 volumic de aer:

$$V=\frac{m}{\rho}=\frac{381\ 308}{3\ 600\cdot 1{,}076}=98{,}438\ \text{m}^3/\text{s}.$$

t **admit** două fascicule ($7\hat{I}_j=2$) și un număr de tuburi pe șir și fasci-

=.-

Langimea tubului liber:

$$L'=L-n_s l_s=9-5\cdot 0{,}05=8{,}75\ \text{m}.$$

Langimea nervurată a tubului:

$$L_n=L'-2l_l=8{,}75-2\cdot 0{,}05=8{,}65\ \text{m}.$$

aiea interioară a unei secții (fascicul):

$$l=(N_t-0{,}5)s+D+2l_p=(26-0{,}5)0{,}064+0{,}059+2\cdot 0{,}004=1{,}699\ \text{m}.$$

$$S_{min}=n_f(L'l-d_e L' N_t-2h\delta n L_n N_t)=$$

$$=2(8{,}75\cdot 1{,}699-0{,}025\cdot 8{,}75\cdot 26-2\cdot 0{,}017\cdot 0{,}00035\cdot 400\cdot 8{,}65\cdot 26)=$$

$$=16{,}216\ \text{m}^2$$

Ifama aerului:

$$w=\frac{V}{S_{min}}=\frac{98{,}438}{16{,}216}=6{,}07\ \text{m/s (acceptabilă)}.$$

Lățimea totală a aparatului:

$$l_t = n_f(1 + 2l_r) = 2(1{,}699 + 2 \cdot 0{,}08) = 3{,}718 \text{ m}$$

Lungimea totală a aparatului:

$$L_t = L + 2l_c = 9 + 2 \cdot 0{,}25 = 9{,}5 \text{ m.}$$

$L_t/l_t = 9{,}5/3{,}718 = 2{,}56$ (se vor lua 3 ventilatoare).

Aria plană ocupată de aparat:

$$L_t l_t = 9{,}5 \cdot 3{,}718 = 35{,}32 \text{ m}^2.$$

Se admit pentru motorină 1,5 șiruri de tuburi pe pas.
Viteza motorinei:

$$w = \frac{m4}{\varrho n_f 1{,}5 N_t \pi d_i^2} = \frac{60\,000 \cdot 4}{3\,600 \cdot 782{,}7 \cdot 2 \cdot 1{,}5 \cdot 26 \cdot \pi \cdot 0{,}02^2} = 0{,}869 \text{ m/s (acceptabilă).}$$

Se admite numărul de șiruri de tuburi $iV_s = 6$.
Numărul de încrucișări $iV = 6/1{,}5 = 4$.
Înălțimea ocupată efectiv de fascicul:

$$h_f = (N_s - 1)s' + D = (6 - 1) \cdot 0{,}062 + 0{,}059 = 0{,}369 \text{ m.}$$

înălțimea totală a fasciculului:

$$h_t = h_f + 2h_l = 0{,}369 + 2 \cdot 0{,}05 = 0{,}469 \text{ m.}$$

Aria de transfer de căldură:

$$A_e = n_f N_t N_s \pi d_e L_n = 2 \cdot 26 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 0{,}025 \cdot 8{,}65 = 212 \text{ m}^2.$$

Diferența medie de temperatură:

$$\Delta_t = \frac{\pm \Delta t_{int}}{N \ln \dfrac{1}{1 + \dfrac{\Delta t_{int}}{\Delta t_{ext}} \cdot \ln \dfrac{\Delta t_{int} - \Delta t_{ext}}{\Delta t_{int} - \Delta t_{ext}(\Delta t_{cr}/\Delta t_{cc})^{1/N}}}}$$

$$\Delta t_{int} = 140 - 60 = 80°\text{C.}$$

$$\Delta t_{ext} = 60 - 32 = 28°\text{C.}$$

$$\Delta t_{cr} = 60 - 32 = 28°\text{C.}$$

$$\Delta t_{cc} = 140 - 60 = 80°\text{C.}$$

$$\Delta t = \frac{\pm 80}{4 \ln \dfrac{1}{1 + \dfrac{80}{28} \ln \dfrac{80 - 28}{80 - 28\,(28/80)^{1/4}}}} = 49{,}1°\text{C.}$$

Coeficientul global de transfer corespunzător geometriei admise:

$$k_{ed} = \frac{Q}{A_e \Delta t} = \frac{2{,}9806 \cdot 10^6}{212 \cdot 49{,}1} = 286{,}3 \text{ W/m}^2 \text{ °C (acceptabil)}$$

Coeficientul de convecţie interior

$$Re=\frac{d_i w}{\nu}=\frac{0{,}02\cdot 0{,}869}{1{,}35\cdot 10^{-6}}=12\,874.$$

Pentru *Re>10*, în cazul răcirii unui lichid:

$$Nu=0{,}0263Re^{0{,}8}Pr^{0{,}35};\ Nu=\frac{\alpha_i d_i}{\lambda}$$

$$\alpha_i=\frac{0{,}1314}{0{,}02}\cdot 0{,}0263\cdot 12\,874^{0{,}8}\cdot 17{,}977^{0{,}35}=921{,}4\ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}.$$

Coeficientul de convecţie exterior. Relaţia Robinson-Briggs:

$$Nu=0{,}134Re^{0{,}681}Pr^{1/3}\left(\frac{b-\delta}{h}\right)^{0{,}2}\left(\frac{b-\delta}{\delta}\right)^{0{,}113}$$

$$Re=\frac{d_e w\rho}{\mu}=\frac{0{,}025\cdot 6{,}07\cdot 1{,}076}{19{,}43\cdot 10^{-6}}=8\,403{,}7;\ Nu=\frac{\alpha d_e}{\lambda}$$

$$\alpha=\frac{0{,}028}{0{,}025}\cdot 0{,}134\cdot 8\,403{,}7^{0{,}681}\cdot 0{,}6974^{1/3}\left(\frac{2{,}5-0{,}35}{17}\right)^{0{,}2}\left(\frac{0{,}5-0{,}35}{0{,}35}\right)^{0{,}113}=$$

$$=50{,}84\ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}.$$

$$\alpha_e=\alpha\,\frac{\varepsilon S_1+S_2}{S_e}.$$

$$S_1=2\,\frac{\pi(D^2-d_e^2)}{4}\,n=2\,\frac{\pi}{4}(0{,}059^2-0{,}025^2)400=1{,}7945\ \text{m}^2/\text{m}.$$

$$S_2=\pi d_e(b-\delta)n=\pi 0{,}025(0{,}0025-0{,}00035)400=0{,}067544\ \text{m}^2/\text{m}.$$

$$S_e=\pi d_e=\pi 0{,}025=0{,}07854\ \text{m}^2/\text{m}.$$

$$\varepsilon=\frac{1}{1+\frac{1}{3}X^2\sqrt{D/d_e}}$$

sitru aripioare din aluminiu $X_a=200$ W/m °C.

$$X=\frac{h}{\delta}\sqrt{2\,\frac{\alpha\delta}{\lambda_a}}=\frac{17}{0{,}35}\sqrt{2\,\frac{50{,}84\cdot 0{,}00035}{200}}=0{,}6479$$

$$\varepsilon=\frac{1}{1+\frac{1}{3}0{,}6479^2\sqrt{59/25}}=0{,}823$$

Pentru

$$\alpha_e=50{,}84\,\frac{0{,}95\cdot 0{,}823\cdot 1{,}7945+0{,}067544}{0{,}07854}=951{,}9\ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}$$

Coeficientul global de transfer

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i}+\frac{R_{d_i}d_e}{d_i}+\frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+R_{d_e}+\frac{1}{\alpha_e}}$$

Se admit: X=40 W/m °C (pentru oţel); $R_{d_}$ =0,0005 m²°C/W şi R_a =0,0003 m² °C/W.

$$Kd=\frac{}{\frac{25}{921,4}+\frac{0,0005\cdot 25}{20}+\frac{0,025}{2\cdot 40}\ln\frac{25}{20}+0,0003+\frac{1}{951,9}}\cdot\ =294\ \text{W/m}^2\ °\text{C}.$$

Aria de transfer necesară:

$$A_e=\frac{22,98806\cdot 10^6}{294\cdot 49,1}=206,0\ \text{m}^2.$$

Supradimensionarea aparatului:

$$\frac{212-206,5}{206,5}\cdot 100=2,660/0\quad\text{(acceptabilă)}$$

Căderea de presiune în tuburi

$$\Delta p_i=N_p\frac{\rho w^2}{2}\left(fF\frac{L}{d_i}+4\right);F=\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14}\approx 1$$

$$Re=\frac{d_i w}{\nu}=12\,874.$$

Pentru $Re=10^3$—10^5: $f=\frac{0,4205}{Re^{0,243}}=0,04218$

$$\Delta p_i=4\frac{782,7\cdot 0,869^2}{2}\left(0,04218\frac{9}{0,02}+4\right)=0,272\cdot 10^5\ \text{N/m}^2\ \text{(acceptabilă)}$$

Debitul volumic de motorină:

$$V=\frac{60\,000}{3\,600\cdot 782,7}=0,021294\ \text{m}^3/\text{s}.$$

Se admit pentru fiecare fascicul cîte două racorduri, cu d_e=114,3mm şi dj=101,6 mm. Viteza în racorduri:

$$w=\frac{0,021294\cdot 4}{4\pi 0,1016^2}=0,6566\ \text{m/s (acceptabilă)}.$$

Puterea consumată de ventilatoare

Debitul volumic de aer în condiţii normale:

$$V_N=\frac{m\,22,4}{M}=\frac{381\,308\cdot 22,4}{28,84}=296\,162\ \text{m}_N^3/\text{h}$$

Se admit 3 ventilatoare de cîte 108 000 m^_T /h, cu D_t=1,8 m şi Δp_{max}=300 N/m².

Căderea de presiune totală a aerului:

$$\Delta p_t=1,25(\Delta p+\Delta p')$$

$$\text{Briggs-Young: }\Delta p=\frac{18,93}{Re^{0,316}}N_s\rho w^2\left(\frac{d_e}{s'}\right)^{0,927}\left(\frac{s'}{s}\right)^{0,515}$$

$$Re=\frac{d_e w\rho}{\mu}=8\,403,7$$

$$\Delta p = \frac{18{,}93}{8\,403{,}7^{0{,}316}} \cdot 6 \cdot 1{,}076 \cdot 6{,}07^2 \left(\frac{25}{62}\right)^{0{,}927} \left(\frac{62}{64}\right)^{0{,}515} = 109{,}8 \text{ N/m}^2$$

Ddâtatea aerului la intrarea în ventilatoare:

$$\rho = \frac{p_{H_2O}}{RT} = \frac{98\,944 \cdot 28{,}84}{8\,314\,(32+273)} = 1{,}1253 \text{ kg/m}^3$$

$$w = \frac{381\,308 \cdot 4}{3\,600 \cdot 1{,}1253 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 1{,}82^2} = 12{,}33 \text{ m/s}$$

$$\Delta p' = \frac{\rho w^2}{2} = \frac{1{,}1253 \cdot 12{,}33^2}{2} = 85{,}54 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_t = 1{,}25(109{,}8 + 85{,}54) = 244{,}2 \text{ N/m}^2 \text{ (acceptabilă).}$$

3erea consumată global de ventilatoare:

$$P = \frac{\Delta p_t m}{\rho \eta_v \eta_t} = \frac{244{,}2 \cdot 381\,308}{3\,600 \cdot 1{,}1253 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}9} \cdot 10^{-3} = 36{,}5 \text{ kW.}$$

pat admite motoare de cîte 15 kW.

Anexa 7

CALCULUL ALTOR TIPURI DE SCHIMBĂTOARE CU SUPRAFAȚA EXTINSA

A.7.1. SCHIMBĂTOARE CU FASCICUL TUBULAR CU ARIPIOARE JOASE

e cu aripioare joase utilizate la schimbătoare cu fascicul tubu- din tuburi normale prin extrudare şi au aspectul unor ţevi **ecaîe** la exterior (dacă tuburile s-ar fileta prin metoda clasică de aş- - .- ÷" :-ta pierdere de material şi suprafeţele ar avea asperităţi). în 3 este redat aspectul unui tub cu aripioare joase. Pe tubul nor- i^iţial cu diametrele d_e şi d_4 (capetele tubului se păstrează normale - :.r. :'.:•:nează în plăcile tabulare), se realizează prin extrudare un - . . -ridai, caro delimitează - : : .e joase. Diametrul in- .-- - -. : oului se reduce la -„ -ir diametrul exterior al ari- : .--. r D rămîne egal cu d_c ***O&aemil*** la baza aripioarelor **BSH** d^*)- în tabelul A.13 sepre- : . _-.•-.-• geometrice ale cî- porî de tuburi cu ari-

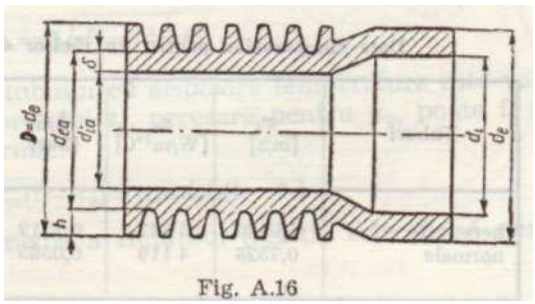


Fig. A.16

.*. iuxaajkT

ogr.oi a'inoiqi'iB D9 inul») 9b i-imjiT

A„k æ\ ˢin]	!\ [nun]	S [mm]	»»* [mm]	«b [mm]	H [m\qhB]	≫ [mm]	⁘ [mm]	.TA
8Ucr,o	885, r	153,1	8 v 5,21	5V8,51	8K	1S8,M	60,01:	*t*
attei.o	886, t	801,2	e5a,ii	5T8,S1	8K	*.£2,*i	60,01	2
leesJt.o	885,1	150,1	8V5,£1	svs.ei	080	1-S8.M	50,01	8
06881,0	885, t	801,2	esa.n	5V8,51	080	I-22,M	60,e r	t
B80S,O	885,1	160,1	820,81	522,22	8K	1-81,12	0^,62	5
£3302,0	885,1	801.2	000,81	622,22	8tV	K5,02	Q>,52	0
7228r,o	886,1	160,1	820,81	522,22	083	181,12	0{.,62	V
T228r,o	885,1	801,2	000,81	522,22	080	K6,02	0t,52	8

iJlum 9i'iB0î no 9tusBV9iq ^nîa 9lhudu;l BD MBlanoo 9a l9dBl 13906 niCI > UB 9iBoiqi'iB 9Î390B BD 'isb ,dul 9b 9mignnl m 9q (8£Y—089) 9i6oiqiiB »09îi9q 9l89 duJ-9iBoiqhB InloBlncO .(mm 885,1) soim 91-IBOî 9miţlânî •USBD solBlhocBrn nî ,nud ism ăiublso eb ^lansil nu 9nildo sa B uiînsl bimi9J 9tBliviloubnoD) mquo 9b 9[BilB nib nudul fiss9sililn 98 loli-i '.9l39 91BÎUV19n nhq 9160091X9 I9h6 B9'l9lŞ9'lO . (⁹ ¹ B m

Gg.S—8S,S= -*^-

.(EIBIO! BlB0Îl9lX9 BÎ'IB 9139 $_{1a}$K) nî ,9lBmion 9lhndul BI ia BO ,9DBÎ 93 IUOÎDSBÎ nî -îolhndul B9IBS9?A ia mm e0,GI=$_{3}$b mln9q mm 0£,5£=z *uo* .teilBq UBS lBi9JBlirlo9 irignunl -9iq 93 inluiolădmirioB suBlnsm nî .mm 0£,5£=$_{3}$b u'iJn9q mm cY,I£=^ uo Blnsm nî BO lidBbnBmooei 9l83 .DI9O sb In9mg93 9lB3'i9vanB'iî 9nBoia băv .(93ub9i h9nuq9b) 9lE*IU0 ism lîo 9biulî 9s9siliiu 93 ăa -moo 9a 9360[9iBoiqii6 uo huduj UD iol9'ifioJădmiriD3 glgţnBmioîigq -OD 9lBrmon 9lnudul UD iol9'iBolădmiriD3 9l9jnBm-ioîi9q uo linnşido ăiBq 9lş9io ,ioh9Jni Iu7J9m6ib 9bBD3 ,ioIhudul B9iBiuvi9n nn*! .9iBoissnnq39i nib ,913910 $_{ş}$x> Binsm nî .sqA ia j» oaa-io 109b ,hudul nib iulubiulî EX9liv nu uilm^ .i9X9liv ih9băo3 ESUBD nib ,$_{a}$qA 9bB03 iş ,i9hB ihăio'[sm BSUBO i'ilgmBiBq inolămiu vilBiBqmoo lunildo UBB ăqs uo ănholom 9b lOIXDBT .(M.A .dfil) ilBqionhq -inu 9q ifimhqx9 ,ioh9lX9 9ilo9vnoo 9b Inln9ioil9cQ $_{ş}$J0 iul IIJIJJOIBD -onuî nî BSBSIUOlBD 93 ,$_{3}$» Jfiilini Ismion iuludul B BiBoi'i9lx9 9hs 9b E91BJ

'iiiliitlm IUOlSHGI U9 iiniiolom 9b ioti9ăi nu uitn9q 9/i)r.'iB(irao9 9lnQ

[0^{o2}m\W]	[•IGCI]	>» [O^{oS}m\W]	.«1 [a\m]	ᴬ ᴬ IBCI]	[O^{oE}m\W]	[$_{2}$\m]	huduT
383 est	0£V0,0 14)51,0	083 *l* VŒO	M-6^.,0 80V6,0	2121,0 5350,0	Vt5 5 011 t	08t0,t 825^,0	*otniirriaa* slfimion

entul de convecţie exterior, exprimat pe unitatea de arie a, cu ajutorul relaţiei:

$$\alpha_e = \alpha \varepsilon \cdot \frac{A_{ct}}{\pi d_e L}$$

- a aripioarelor este funcţie de valoarea lui oc şi de natura :."-'" :' burilor ftab. A. 15).

TABELUL A.15

Eficacitatea aripioarelor joase

[W m² °C]	10	20	50	100	200	500	1 000	2 000
aliaj cupru	1	1	0,998	0,995	0,990	0,978	0,960	0,925
oţel aliat	1	0,995	0,985	0,975	0,955	0,900	0,825	0,725

:.::entul de convecţie oc se calculează cu relaţiile clasice pentru ? din mantaua schimbătoarelor prevăzute cu şicane transversale •ent de cerc, ca de exemplu (la fluidele care nu îşi schimbă starea de 'MjTTT*^"")*

$$Re = 200—5\,000;\ Nu = 0{,}491 Re^{0.51} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

$$Re > 5\,000;\ Nu = 0{,}351 Re^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

$$Re = \frac{d_{echiv} \cdot w}{\nu};\quad Nu = \frac{\alpha d_{echiv}}{\lambda}$$

$$d_{echiv} = 1{,}1027 \frac{s^2}{d_m} — d_m \text{ pentru aşezarea în triunghi}$$

$$d_{echiv} = 1{,}2732 \frac{s^2}{d_m} — d_m \text{ pentru aşezarea în pătrat.}$$

eza fluidului se calculează în secţiunea:

$$S = \frac{D_i}{s}(s — d_m)x$$

| este diametrul interior al mantalei, iar x distanţa dintre şicane).

: elaţiile anterioare, d_m este diametrul mediu exterior pentru tubul .- ;;:oare (diametrul exterior al unui tub normal, eu diametrul inte- c *dta,* la acelaşi volum de metal) şi se stabileşte cu relaţia:

$$d_m = \sqrt{d_e^2 - d_i^2 + d_{ia}^2}.$$

Pe suprafaţa exterioară a tubului cu aripioare temperatura este varia- Temperatura medie a peretelui t_p, necesară pentru x_p, poate fi sta- bQită din expresia fluxului termic:

$$Q = \alpha \varepsilon A_{ei}(t_f — t_p) = \alpha_e \pi d_e L(t_f — t_p)$$

care tf este temperatura medie a fluidului (relaţia este scrisă pentru

y.

Coeficientul global de transfer, exprimat pe unitatea de arie de tub normal inițial, are expresia:

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_{ia}}+\frac{R_{di}d_e}{d_{ia}}+\frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_{ea}}{d_{ia}}+\frac{R_{de}\pi d_e L}{A_{el}}+\frac{1}{\alpha_e}}.$$

Tuburile cu aripioare joase pot fi utilizate și la condensatoare cu apă (de multe ori $<x_e$ pentru condensare este mai mic decît oq pentru încălzire apă).

Pentru condensare, a exprimat pe unitatea de arie echivalentă poate fi calculat cu relația:

$$\alpha=1{,}42\left(\frac{\lambda^3\rho^2 g L n_t^{2/3}}{\mu m}\right)$$

Această relație omogenă se referă la fascicule orizontale, cu tuburile așezate în triunghi. Proprietățile fizice ale condensului *(k, p* și u) se pot lua la temperatura de saturație. în relație intervin debitul masic de condens *m* și numărul total de tuburi în fascicul n_t.

Calculul lui Ap_e. în cazul în care nu există schimbare de fază, căderea de presiune în manta se poate calcula cu relația cunoscută:

$$\Delta p_e=f\frac{\rho w^2}{2}\cdot\frac{D_i}{d_{echiv}}\cdot\frac{L}{x}\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0,14}$$

Pentru .Re=300 ... IO^6, coeficientul de frecare poate fi stabilit astfel:

$$f=\frac{1{,}816}{Re^{0,193}}$$

Re, w și $d_{ef;rf0}$ au aceleași valori ca la calculul lui a„.

A.7.2. SCHIMBĂTOARE TUB fN TUB CU NERVURI LONGITUDINALE

La schimbătoarele de căldură tub în tub, pentru majorarea lui ct_e (la fluidul din spațiul inelar), se realizează pe suprafața exterioară a tubului mic nervuri longitudinale de grosime constantă, obișnuit din oțel. în figura A. 17 sînt redate notațiile mărimilor geometrice caracteristice, iar în tabelul A. 16 sînt indicate datele constructive, pentru două tipuri practice de schimbătoare tub în tub cu nervuri longitudinale.

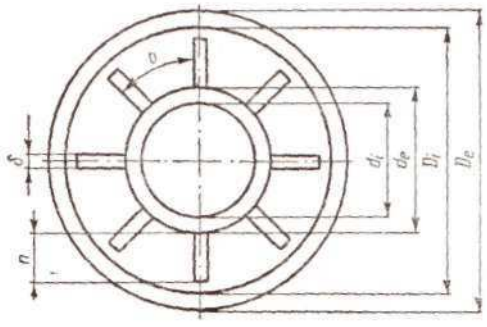


Fig. A.17

Se constată că se utilizează nervuri înalte, de grosime relativ mare. Pasul nervurilor are valoarea $b=izd_e/n$. Factorul de creștere a ariei prin nervurare este 7,14 la tipul 1 și 4,32 la tipul 2.

TABELUL A.16

Tipuri de schimbătoare tub în tub cu nervuri

Tipul	D_i, [mm]	d_e, [mm]	h, [mm]	δ, [mm]	n (nr. nervuri)
1	52,5	25,4	12,7	0,9	20
2	79	48	13	1	20

Pentru un răcitor de motorină cu apă, motorina circulînd prin spațiul ir.tertubular, s-au obținut comparativ următorii parametri principali (tipul 1) (tab. A.17).

TABELUL A.17

Date comparative pentru un răcitor de motorină tub în tub

Schimbător	w_e, [m/s]	α_e, [W/m²°C]	Δp_e, [bar]
cu nervuri	0,948	3 228	0,1223
fără nervuri	0,817	1 377	0,0216

Se constată că prin nervurare crește a_e, dar și Ap_e.

In figura A. 18 este prezentată schema unui schimbător de căldură tub in tub, multiplu, în contracurent. Un fascicul de țevi duble (tub în tub), mandrinate în trei plăci tubulare, este deservit de mai multe camere de ouție.. Schimbătorul nu este prevăzut cu manta. Tuburile de dia- —etru mic au nervuri longitudinale numai pe lungimea L. In partea dreaptă, înserierea a cîte două tuburi de diametru mic se face prin coturi. Există astfel de schimbătoare care conțin 14 țevi duble, așezate pe 4 șitari orizontale (3—4—4—3 țevi) decalate.

Calculul lui a_c. Coeficientul de convecție exprimat pe unitatea de **arie** exterioară a tubului normal se calculează, în funcție de coeficientul de convecție exprimat pe unitatea de arie echivalentă, cu relația:

$$\alpha_e = \alpha \frac{\varepsilon S_1 + S_2}{S_e}$$

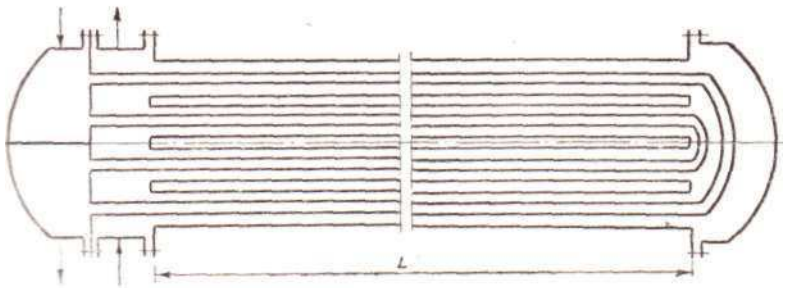


Fig. A.18

Ariile specifice care intervin în această relație sînt următoarele;

$$S_1=2hn \quad [m^2/m]$$

$$S_2=\pi d_e-n\delta \quad [m^2/m]$$

$$S_e=\pi d_e \quad [m^2/m]$$

Eficacitatea aripioarelor se calculează cu relația analitică *(X_n* conductivitatea termică a nervurilor):

$$\varepsilon=\frac{th\frac{h}{\delta}\sqrt{2\frac{\alpha\delta}{\lambda_n}}}{\frac{h}{\delta}\sqrt{2\frac{\alpha\delta}{\lambda_n}}}$$

Coeficientul de convecție a se calculează cu următoarea relație:

$$Nu=CRe^nPr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

în care *C* și *n* au valorile (tab. A.18).

TABELUL A.ÎS

Valorile Iui C și *n* din relația peiilru calculul iui a

Re	*C*	*n*
< 2 000 2 000-4 000 4 000-10^4 >10^4	0,3161 2,317-IO^{-5} 1,006 -Kr^3 0,01407	0,345 1,596 1,141 0,855

In *Re* și *Nu* se utilizează diametrul echivalent termic:

$$d_t=\frac{4S}{\pi d_e+2hn}$$

în care: *S* este secțiunea de curgere, pentru care se calculează și viteza:

$$S=\frac{\pi}{4}(D_i^2-d_e^2)-nh\delta.$$

Temperatura medie a peretelui t_p poate fi stabilită din expresia fluxului termic (pentru *tf>t_p):*

$$Q=\alpha_e\pi d_eL(t_f-t_p).$$

Coeficientul global de transfer, exprimat pe unitatea de arie de tub normal, are expresia:

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_id_i}+\frac{R_{di}d_e}{d_i}+\frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i}+\frac{R_{de}S_e}{S_1+S_2}+\frac{1}{\alpha_e}}$$

(pentru siguranță, se poate renunța la corectarea lui R_{de}).

In lipsa nervurilor, a_e se poate calcula cu relaţia (pentru i?e>10^4):

$$Nu=0{,}023Re^{0,8}Pr^{0,4}\left(\frac{D_i}{d_e}\right)^{0,45}$$

re în *Re* şi *Nu* se utilizează diametrul echivalent hidraulic:

$$d_h=D_i-d_e.$$

Calculul lui^Apg. Ap_e se calculează cu următoarea relaţie, în cazul în :are nu există schimbare de fază:

$$\Delta p_e=f\frac{\rho w^2}{2}\cdot\frac{L}{d_h}\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^x$$

i=0,14 pentru *Re>2* 100 şi x=0,25 pentru *Re<2* 100.
In Re se utilizează diametrul echivalent hidraulic:

$$d_h=\frac{4S}{\pi d_e+2hn+\pi D_i}$$

Coeficientul de frecare se calculează cu relaţiile:

$$\text{pentru } Re<2\,000;\quad f=\frac{29{,}12}{Re^{0,881}};$$

$$\text{pentru } Re=2\,000\text{—}3\,000,\ f=1{,}412\cdot10^{-5}\cdot Re^{1,032};$$

$$\text{pentru } Re>3\,000,\ f=\frac{0{,}3954}{Re^{0,248}}.$$

In lipsa nervurilor, Ap_e se calculează cu relaţia anterioară, în care:

$$d_h=D_i-d_e$$

care coeficientul de frecare se poate calcula cu relaţiile:

$$\text{pentru } Re=10^3\text{—}10^5,\quad f=\frac{0{,}4205}{Re^{0,243}};$$

$$\text{pentru } Re>10^5,\quad f=\frac{0{,}1694}{Re^{0,164}}$$

"r. Re se utilizează d_h cu expresia anterioară).

Anexa 8

ANALIZA TEHNOLOGICA A SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURA

In general, o instalaţie tehnologică aflată în exploatare, fie ea mai e sau mai nouă, nu are o funcţionare identică cu cea din proiectul logic al instalaţiei. Funcţionarea reală a instalaţiei se stabileşte prin

analize tehnologice periodice, în care, în primul rînd, se efectuează bilanțul material pe ansamblul instalației și se constată capacitatea prelucrată, randamentele caracteristice, consumurile specifice de utilități etc. Aceste date se compară cu cele din proiect și se iau, pe cît posibil, măsuri care să ducă la o apropiere cît mai mare a performanțelor reale ale instalației față de cele prevăzute prin proiect, sau chiar măsuri care să ducă la o îmbunătățire a acestor performanțe (mărirea capacității de prelucrare, mărirea randamentelor, reducerea consumurilor specifice etc).

O analiză tehnologică completă a unei instalații trebuie să conțină și verificările funcționale ale tuturor aparatelor componente ale instalației, inclusiv ale schimbătoarelor de căldură.

Analiza tehnologică a unui schimbător de căldură se face în scopul cunoașterii parametrilor și performanței reale de funcționare, în raport cu datele prevăzute în proiect, al cunoașterii variațiilor acestora în timp, cauzate de exemplu de creșterea grosimii straturilor de depuneri de pe cele două suprafețe ale tuburilor, și al constatării sub sau supradimensionării aparatului, în raport cu sarcina termică prevăzută.

Pentru a se putea efectua analiza tehnologică a unui schimbător de căldură, este necesar să se cunoască următoarele: natura celor două fluide de lucru (analizele necesare pentru stabilirea proprietăților fizice), debitele acestora, temperaturile de intrare și de ieșire ale fluidelor, presiunile inițiale și finale, precum și toate datele geometrice ale aparatului.

O analiză tehnologică se efectuează la o funcționare în regim normal a instalației, după o verificare și completare a tuturor aparatelor de măsură necesare.

Prima operație efectuată este încheierea bilanțului termic al schimbătorului, prin aplicarea ecuației calorimetrice celor două fluide de lucru. Dacă între fluxul termic cedat de fluidul cald și cel primit de fluidul rece există o diferență apreciabilă, care nu poate fi explicată prin pierderile de căldură către mediul ambiant, se, poate trage concluzia că datele utilizate nu sînt perfecte și că acestea trebuiesc revăzute.

Se compară apoi debitele reale, temperaturile caracteristice, fluxul termic schimbat și căderile de presiune ale fluidelor la trecerea prin aparat, cu datele corespunzătoare din proiect. De asemenea, se calculează diferența medie de temperatură și vitezele caracteristice ale fluidelor prin aparat, comparîndu-se cu datele din proiect și cu date din literatură (pentru viteze și diferența minimă de temperatură).

Cu ajutorul relației lui Newton, după calcularea pe baza datelor geometrice a ariei de transfer, se stabilește valoarea reală a coeficientului global de transfer de căldură cu care lucrează aparatul:

$$k_{ed} = \frac{Q}{A_s \Delta t}$$

Această valoare se compară cu valoarea clin proiect și cu datele de literatură, stabilindu-se concluziile corespunzătoare.

în continuare, trebuie să se stabilească rezistența termică specifică globală a depunerilor existente pe cele două suprafețe ale tuburilor. Pentru aceasta, se calculează în prealabil valorile celor doi coeficienți de

:rl€ **interior şi exterior), cu relaţiile cunoscute ca fiind cele mai**
• **cde, utilizîndu-se geometria aparatului, debitele şi temperaturile mă-**
z~= h.e celor două fluide.

i __-: -:i":lu-se şi valoarea anterioară a coeficientului global de trans-

Tilstenţa termică globală se calculează cu relaţia (provenită din
:-r- : eficientului global):

$$R_d = R_{d_i}\frac{d_e}{d_i} + R_{d_e} = \frac{1}{k_{cd}} - \frac{1}{\alpha_i}\frac{d_e}{d_i} - \frac{d_e}{2\lambda}\ln\frac{d_e}{d_i} - \frac{1}{\alpha_e}$$

-:ea **lui** R_d **se compară cu datele din proiect şi cu cele din litera-**
ari- O valoare prea mare a lui *Rd* real, în raport cu datele din litera-
: nte duce la concluzia că fluidele ele lucru au o tendinţă de a
- anormal de mare (fluide cu impurităţi mecanice, apă de răcire
--: **tratată etc.) sau că schimbătorul de căldură nu a fost curăţat**
ir:e mult timp.

Este bine să se calculeze cu datele reale şi căderile de presiune ale
-.-.. ~ la trecerea prin aparat şi să se compare acestea cu cele măsu-
• _ **Dacă valorile măsurate sînt sensibil mai mari decît cele calculate,**
ite fi tot existenţa unor depuneri anormale.

pe **baza debitelor şi temperaturilor reale de funcţionare, se**
:-;:ectează schimbătorul de căldură, comparîndu-se acesta cu schimbă-
.-_! existent, se poate aprecia supradimensionarea aparatului existent,
:::: cu cel necesar pentru sarcina termică realizată.

Prin **analiza tehnologică a unei schimbător de .căldură, s-ar putea**
.•mutual constata şi o situaţie inversă, în care, aparatul lucrînd satisfă-
rţr-T. din cauza unei arii de transfer prea mici (subdimensionare), nu
- _ zează **sarcina termică dorită.**

;'.izîndu-se funcţionarea tehnologică a schimbătoarelor de căldură
-- :er.te într-o instalaţie în exploatare, pot fi stabilite performanţele
--. *i* în raport cu cele prevăzute în proiect sau recomandate în litera-
r_-i, pot fi uneori constatate neetanşeităţi în aparate (prin analizarea
— ielor la intrare şi ieşire; de exemplu scăparea unui produs în apa de
***-az-.T*},* **pot fi propuse unele măsuri simple pentru îmbunătăţirea perfor-**
mantelor (curăţarea aparatelor la intervale mai scurte de timp, modifi-
-Hrea numărului de şicane, modificarea debitului de agent de răcire sau
Izire etc). De asemenea, pot fi stabilite unele ştrangulări sau rezerve
: de transfer, în cazul în care s-ar pune problema posibilităţilor de
;:rare a **capacităţii de prelucrare sau de îmbunătăţire a performan-**
slcr **ansamblului instalaţiei tehnologice. La un grup de aparate de schimb**
! căldură (baterie, tren de schimbătoare), analiza tehnologică trebuie
refere atît la aparatele luate individual, cît şi la ansamblul lor, cu
:r-.iinţa de a se optimiza sistemul. într-un caz concret de instalaţie *DAV,*
.- -. :emplu, s-a putut constata că poate fi eliminat clin circuit un schim-
:or **de căldură (dat disponibil), fără a se modifica performanţele grupu-**
!_: ie schimbătoare.

Anexa 9

OPTIMIZAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURA

A.9.1. ASPECTE GENERALE

Problemele de. optimizare a instalaţiilor tehnologice în ansamblu şi individual a tuturor aparatelor componente, inclusiv a schimbătoarelor de căldură, sînt probleme de mare actualitate, studiate din ce în ce mai mult. Optimizarea constructiv-funcţională a aparatelor de transfer de căldură are drept scop reducerea consumului de energie pentru vehicularea fluidelor prin schimbător, reducerea consumului de metal pentru realizarea schimbătorului, reducerea consumului de agent de răcire sau de încălzire, reducerea costului bateriilor de schimbătoare de căldură şi în final mărirea eficienţei economice a instalaţiei tehnologice în ansamblu.

Cu toate că în literatură există numeroase lucrări referitoare la optimizarea schimbătoarelor de căldură, nu se întîlneşte în prezent, şi probabil că nici nu se va putea stabili, o metodă generală de dimensionare constructiv-funcţională optimă a aparatelor de transfer de căldură, ţinîndu-se seamă de toate aspectele unei astfel de probleme. Acest lucru este cauzat de multitudinea şi complexitatea aspectelor existente, precum şi de interdependenţa lor şi de corelaţiile cu conexiunile exterioare aparatului.

Multe .lucrări existente pun accentul pe aspectul matematic al rezolvării problemei sau pe aspectul utilizării calculatorului la rezolvarea problemei, pierzîndu-se de multe ori legătura directă cu realitatea practică, în rezolvarea diverselor aspecte ale optimizării, sînt necesare obişnuit şi unele ipoteze de simplificare, care uneori sînt mult depărtate de realitate, astfel încît rezultatele obţinute nu au utilitate practică.

In cele ce urmează, se prezintă câteva aspecte ale optimizării constructiv-funcţionale a schimbătoarelor de căldură, individuale sau în serie.

In majoritate, schimbătoarele de căldură obişnuite, cu fascicul tubular în manta, sînt prevăzute în manta cu şicane transversale segment de cerc. Pe măsură ce înălţimea şicanei se măreşte, se constată o majorare a coeficientului de transfer de căldură, deci o reducere a suprafeţei de schimb de căldură necesare (avantaj), dar şi o majorare a căderii de presiune a fluidului, deci o creştere a consumului de energie pentru pompare (dezavantaj). Trebuie să existe, pentru un caz concret dat, o valoare optimă a înălţimii şicanei, la care cheltuielile anuale (amortizare schimbător plus cost consum de energie) prezintă un minimum.

într-un caz concret, utilizîndu-se una din relaţiile de calcul existente, ^-a calculat variaţia coeficientului de convecţie în funcţie de înălţimea relativă a şicanei, pentru o cădere de presiune constantă, menţinută prin variaţia distanţei dintre şicane, obţinîndu-se următoarele rezultate:

h/D_i	0,9	0,8	0,7	0,6
α_i, W/m² °C	1 210	1 369	1 261	1 085

constatat deci, în acest caz concret, că înălțimea relativă optimă eEZLei este de ordinul 0,8 (într-un alt caz studiat s-a obținut *h/Di*= **—O.80).**

putut imagina și o metodă de stabilire a distanței optime dintre -- : :ir-indu-se într-un caz concret x/D;=0,5—0,7.

Jentru fluidul care circulă prin tuburi, odată cu creșterea vitezei, •— -ferul de căldură, deci scad suprafața și costul schimbătorului, reseind căderea de presiune a fluidului, crește costul energiei con- «—gțp pentru pompare.

in acest caz o viteză de circulație a fluidului din tuburi, optimă ict :.e vedere economic.

un răcitor cu apă, odată cu creșterea temperaturii apei la evacuare, :-r:ența medie de temperatură și deci crește suprafața de schimb rUdură (dezavantaj), dar simultan scade debitul și deci costul apei de • e^are (avantaj). Poate fi stabilită temperatura optimă de eva- ^pei, pentru care cheltuielile anuale prezintă un minimum.

un încălzitor cu abur saturat, în care se cedează numai căldura **Meată** de condensare, odată cu creșterea temperaturii (presiunii) aburu- ;rește diferența medie de temperatură și scade aria de transfer nece- :ostul schimbătorului). Dar, cum căldura latentă de condensare - ::- măsură ce crește temperatura, odată cu creșterea temperaturii .:, crește costul aburului consumat, prin creșterea debitului și prin .ea prețului unui kg de abur (prețul crește aproximativ liniar cu ea presiunii). Poate fi stabilită temperatura optimă a aburului .: utilizat, la care cheltuielile anuale sînt minime.

.-:fel de probleme apar atunci cînd se utilizează agenți termici de e (apă, agent frigorific) sau de încălzire (abur, gaze obținute prin **ardere** de combustibil). La schimbul de căldură între materia primă și •rdusele obținute într-o instalație tehnologică, nu apar astfel de pro- luene, pentru că se schimbă căldură regenerativ și nu se primește sau *x* elimină căldură, prin fluide exterioare fluxului de bază al insta- la răcitoarele cu aer, aerul este circulat forțat cu ventilatoare consu- ri":are de energie. La aceste aparate, principalele probleme de optimi- le se referă la: viteza optimă a aerului la trecerea printre tuburile cu *r.z.oare,* numărul optim de șiruri de tuburi și temperatura optimă de ;, .:are a aerului.

La un sistem de schimb de căldură între două fluide, în care se utili- rTizâ mai multe aparate în serie (global contracurent), principalele pro- T ne de optimizare care se pun sînt următoarele:

— stabilirea temperaturilor intermediare (optime), la care suprafața gl:balâ de transfer de căldură este minimă, în cazul în care numărul operatelor este dat;

— stabilirea numărului de aparate în serie, obișnuit identice, la care cestul global al aparatelor este minim;

— stabilirea temperaturilor intermediare, în cazul în care numărul telor este dat, pentru care costul global al aparatelor este minim (în late, costul aparatelor nu este direct proporțional cu aria de transfer, ieci costul minim nu corespunde ariei globale minime, în cazul mai mul- | : aparate în serie).

Probleme asemănătoare, cu privire la stabilirea temperaturilor inter- mediare ale materiei prime, se pun și în cazul unui tren de schimbătoare

de căldură în serie, în care materia primă este preîncălzită cu diversele fluxuri disponibile din instalație (arie minimă sau cost minim). în acest caz este interesantă, dar mai greu de stabilit, temperatura finală optimă de preîncălzire a materiei prime.

Desigur că, pe lîngă principalele probleme ale optimizării schimbătoarelor de căldură enumerate anterior, există și alte aspecte ale optimizării.

în rezolvarea problemelor de optimizare se fac obișnuit ipoteze de simplificare, ca de exemplu: admiterea unor coeficienți globali de transfer constanți (independenți de temperaturi), în special la aparatele plasate în serie; admiterea uneori a costului unui schimbător direct proporțional cu aria de transfer etc.

Costul unui schimbător de căldură crește cu creșterea ariei de traițsfer, dar nu direct proporțional (costul specific lei/m^2 scade, odată cu creșterea ariei de transfer a aparatului). Pe baza unor date reale, s-a stabilit următoarea relație a costului relativ al schimbătoarelor de căldură de tip 1—2, cu arii cuprinse între 50 și 450 m^2 (costul este exprimat în raport cu cel al aparatului cu $A_e=5Q$ m^2):

$$\frac{C_{A_e}}{C_{50}} = 0{,}46625\,\frac{A_e}{50} + 0{,}53375 \qquad \text{(A.21)}$$

In tab. A.19 se prezintă cîteva date numerice obținute cu această relație, în care apare și costul specific relativ.

TABELUL A.19

Costuri relative obținute cu relația (A.21)

A_e [m^2]	50	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450
Arie relativă	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9
Cost relativ	1	1,23	1,47	1,70	1,93	2,40	2,87	3,33	3,80	4,26	4,73
Cost specific relativ	1	0,82	0,73	0,68	0,64	0,60	0,57	0,555	0,54	0,53	0,525

Utilizîndu-se tipul de relație întîlnit în literatură, pentru exprimarea costului schimbătoarelor în funcție de arie, relația (A.21) poate fi scrisă și sub forma:

$$\frac{C_{A_e}}{C_{50}} = \left(\frac{A_e}{50}\right)^n \qquad \text{(A.22)}$$

în care n are o valoare de ordinul 0,7.

Dacă, pentru aceeaşi arie de transfer, se compară costurile schimbă- **Imre-or** prevăzute cu tuburi din diverse materiale, **se** obţin următoarele **castori** relative:

Tuburi din oţeluri carbon	1
Tuburi din aluminiu	1,2
Tuburi din cupru sau aliaje de cupru .	1,4
Tuburi din oţeluri inoxidabile	2,0÷2,3

în cazul mediilor de lucru corosive, utilizîndu-se, de exemplu, tuburi el inoxidabil, costul schimbătorului este mai ridicat, dar şi durata **de** utilizare este mai mare, în raport cu situaţia în care se folosesc . iin oţel carbon.

Din punctul de vedere matematic, majoritatea problemelor de optimi- - -tau in stabilirea funcţiei dintre variabila dependentă (cheltuieli -\ aie. arie) şi variabila independentă (viteză, temperatură), derivarea **esteia** şi anularea derivatei, verificarea faptului că funcţia prezintă un **punct** de minimum şi stabilirea valorii variabilei independente în acest

Dacă derivarea funcţiei este dificilă, se poate reprezenta grafic func- . din acest grafic se stabileşte poziţia punctului de minimum.

Dacă ecuaţia obţinută prin anularea derivatei nu poate fi rezolvată ".... ea se rezolvă prin încercări succesive.

In cazul tratării simultane a mai multor aspecte ale optimizării, rezol- :-. *y:* jlcmei este desigur mult mai complicată.

Problemele de optimizare se rezolvă pe baza relaţiilor de transfer de Il-iură clasice, dar uneori rezolvarea este mai comodă prin intermediul •**amarului** de unităţi de transfer de căldură.

In cazul problemelor de optimizare mai complexe şi în special atunci **sad** calculul trebuie repetat pentru mai multe schimbătoare, este bine realizeze programul de rezolvare pe calculator a problemei **respective.**

S-a amintit anterior, de exemplu, despre viteza de curgere a fluidu- *jsd* prin tuburile schimbătorului, optimă din punctul de vedere economic. Această viteză nu este o constantă, valorile ei fiind diferite de la un 3âz concret la altul. Dacă se studiază mai multe cazuri concrete şi cît liferite, se poate stabili domeniul valorilor optime ale vitezei flui- din tuburi, care are o importanţă practică deosebită. Analiza diver- e".:r aspecte ale optimizării schimbătoarelor de căldură face posibilă sta- a numeroase recomandări practice, utile în dimensionarea apărate- i :r de schimb de căldură.

Oricare dimensionare constructiv-funcţională optimizată, din punctul ie vedere economic, a unui schimbător individual sau a unei baterii de emmbătoare de căldură, poate fi contestată, dacă se face apel la ipotezele :e simplificare admise (costul schimbătorului direct proporţional cu aria • transfer, coeficientul global de transfer de căldură independent de **temperaturile** medii ale fluidelor etc), sau dacă se ţine seamă de unele te ale ansamblului instalaţiei tehnologice. Se cunoaşte, de exemplu, necesitatea tipizării aparatelor şi a utilizării a cît mai puţine tipuri de .-..--imbătoare, într-o instalaţie tehnologică. Dacă s-ar respecta rezultatele :izării, fiecare schimbător ar fi unic din punct de vedere constructiv. . dintr-un calcul de optimizare a unui răcitor cu apă de recirculare, -zulta de exemplu temperatura optimă a apei evacuate 70 .. . 80°C,

apar probleme deosebite la turnul de răcire a apei (pierderi mari de apă prin evaporare în curentul de aer), care necesită o analiză specifică. Ideal ar fi ca optimizarea schimbătoarelor de căldură să se facă atît individual, cit și în ansamblul instalației tehnologice corespunzătoare.

A.9.2. APLICAȚII CONCRETE

Pentru a se înțelege mai ușor modul de rezolvare a unor probleme de optimizare a schimbătoarelor de căldură, în cele ce urmează nu se tratează numai analitic astfel de rezolvări, ci și numeric, utilizîndu-se pe cît posibil date cît mai apropiate de realitatea practică.

Cele cîteva exemple de optimizare tratate în continuare ar trebui să convingă că optimizarea reprezintă, în primul rînd, sesizarea și analizarea diverselor aspecte tehnico-economice ale dimensionării și operării aparatelor de schimb de căldură și nu aplicarea unor matematici superioare sau programarea și utilizarea calculatoarelor.

înainte de a se trece la aplicațiile numerice, este necesar să se facă unele precizări referitoare la cheltuielile anuale (totale, variabile) corespunzătoare unui schimbător de căldură. Aceste cheltuieli se exprimă prin relația:

$$C_t=(1+r)\,A+C_u \quad \text{[lei/an]} \tag{A.23}$$

în care A este amortizarea în lei/an, r cota corespunzătoare întreținerii și reparațiilor (r are valori de ordinul 0,3 ... 0,7), iar C_u costul utilităților variabile în lei/an (cost agent de răcire sau încălzire, costuri energii de pompare a fluidelor).

Amortizarea se calculează cu relația:

$$A=V_i\,R_A=1{,}56(1+\Sigma f_i)CR_A \quad \text{[lei/an]} \tag{A.24}$$

în care Vi este valoarea instalată a schimbătorului în lei, RA rata anuală de amortizare în ari^{-1}, /, fracțiile costurilor adiționale, iar C costul schimbătorului la furnizor în lei.

R_A este inversul numărului de ani, timp de lucru normat în care trebuie să se recupereze valoarea instalată a schimbătorului. Acest timp, de ordinul 3 ... 20 ani este dependent de uzura fizică și morală a schimbătorului. In țara noastră, el se impune între 7 și 16 ani, în funcție de natura corosivă a mediilor utilizate.

Valorile fracțiilor principalelor costuri adiționale sînt următoarele: manoperă montaj 0,1 ... 0,2; conducte de legătură 0,5... 1; fundații 0,03 ... 0,13; estacade 0,05; izolare termică 0,1 ... 0,25; aparate de măsură 0,07 ... 0,15.

Rezolvarea problemelor concrete de optimizare este dependentă de costurile schimbătoarelor și de prețurile utilităților, care sînt diferite de la un an la altul și de la o țară la alta.

a) Admițîndu-se pentru aer temperatura inițială £—30°C și temperatura finală x=75°C ($C_{p>\,aer}$=*l,005* kJ/kg °C și p_{aCT}=1,16 kg/m^3), la proiectarea unui răcitor cu aer, pentru răcirea a m=97 500 kg/h fracțiune petrolieră, de la t_1=140°C pînă la f_2=60°C (c=2,282 kJ/kg °C), s-au obținut:

soeitul global de transfer de căldură 7c«j=370 W/m^2 °C, numărul de **••rișâri** realizate de fracțiunea petrolieră iV=4 și căderea de presiune **^hrw?.â** a aerului Ap=220 N/m^2.

-tabilească temperatura finală a aerului optimă din punct de --. - .. mic, pentru a se compara cu valoarea utilizată în proiectare, însăndu-se următoarele date: valoarea instalată a răci torului cu aer **prferință** Vj$_r$=1,8-10^6 lei (pentru A_{er}=*100* m^2); exponentul caracteris- Tariației costurilor răcitoarelor cu aer *n*=0,766; cota pentru întreți- =i reparații r=0,4; rata anuală de amortizare /?A=1/16 an^{-1}; costul :.r al energiei electrice CE=0,5 lei/kWh; numărul anual de ore de irr.are T = 8 000 h/an; randamentul global al ventilatoarelor (inclusiv **«ansmisia)** r,=0,63.

Mezolvare: Sistemul optim din punct de vedere economic este cel pen- :.re cheltuielile anuale totale sînt minime. Acestea se compun din - " .rlile anuale cu amortizarea (inclusiv întreținere și reparații) și :.e anuale cu utilitățile (exploatarea):

$$C_t = C_a + C_u$$

r exprimă prin rel$_a$ $$C_a = (1+r) R_A V_{tr} \left(\frac{A_e}{A_{er}}\right)^n$$

$$A_e = \frac{Q}{k_{ed} \Delta_e}$$

ie transfer de căldură necesară:
:ul termic schimbat:

$$Q = mc(t_1 - t_2).$$

Diferența medie de temperatură pentru contracurent încrucișat:

$$\Delta t = \frac{1}{N \ln \dfrac{1}{1 + \dfrac{t_1 - t_2}{x - t} \ln \dfrac{(t_1 - t_2) - (x - t)}{(t_1 - t_2) - (x - t)\left(\dfrac{t_2 - t}{t_1 - x}\right)^{1/N}}}}$$

C_u se referă la consumul de energie electrică pentru antrenarea ven- relor și se exprimă prin relația:

$$C_U = C_E \; T \; P$$

Puterea consumată de ventilatoare:

$$P = \frac{\Delta p m_{aer}}{\rho_{aer} \eta}$$

Debitul masic de aer:

$$m_{aer} = \frac{Q}{C_{p,aer}(x - t)}.$$

Pe baza relațiilor anterioare, utilizîndu-se valorile numerice date, se stabilește următorul model matematic:

$$C_t = f(x) = 674\,739 \left[\ln \frac{1}{1 + \frac{80}{x-30} \ln \frac{110-x}{80-(x-30)\left(\frac{30}{140-x}\right)^{1/4}}} \right]^{0,766} + 74\,052 \frac{80}{x-30}$$

Valoarea x_0»nm rezultă din $\frac{dC_t}{dx} = 0$.

Rezolvarea matematică fiind greoaie și nesugestivă, se preferă aplicarea numerică a relațiilor de bază, pentru diverse valori date lui *x,* și prezentarea tabelară a rezultatelor obținute (tab. A.20).

TABELUL A.20

Date privind optimizarea unui răcitor cu aer

x, [°C]	73	75	76	77	78	80
Δt, [°C]	45,30	44,47	44,04	43,63	43,22	42,37
A_e, [m²]	295,0	300,5	303,4	306,3	309,2	315,4
C_a, [lei/an]	360 740	365 832	368 552	371 265	373 972	379 728
m_{aer}, [kg/h]	411 885	393 579	385 023	376 831	368 980	354 221
P, [kW]	34,44	32,91	32,20	31,51	30,85	29,62
C_u, [lei/an]	137 767	131 644	128 783	126 043	123 417	118 480
C_t, [lei/an]	498 507	497 476	497 335	*497 308*	497 389	498 208

Se constată că, prin creșterea temperaturii finale a aerului, scade *At,* deci cresc A_e și C_a și respectiv scade m_{Mti} deci scad P și C_u. Cheltuielile anuale totale C_t prezintă un minimum pentru x=77°C, temperatură foarte apropiată de cea utilizată la proiectarea răcitorului cu aer.

b) Pentru schimbătorul de căldură cu două păsuri în tuburi (fig. A.19), dintr-un sistem de vaporizare termosifon orizontal cu separator exterior, în care are loc generare de abur prin recuperare de căldură, transmisă priritr-o recirculare de difil, se cunosc pentru acest fluid: m=300 000 kg/h, c=2,5 kJ/kg°C, r_1=250°C, *t^210°C,* p=887 kg/m³, ^=0,39- IO"⁸ m²/s și A.=0,1067 W/m°C. Vaporizarea apei are loc în manta la £=192°C. Tuburile utilizate au d_e=*20* mm și ^=(15 mm. Rezistența termică specifică însumată, pentru apa la fierbere, depunerile din interior și exterior și

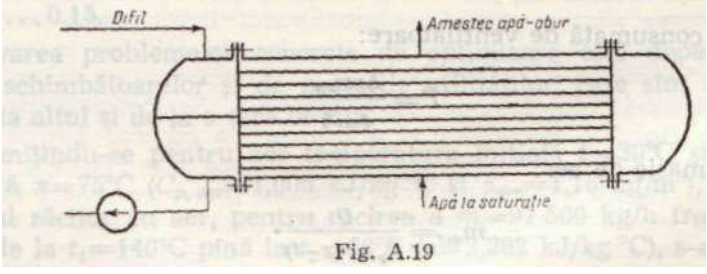


Fig. A.19

z-eretele tubului, are valoarea R_e=0,001266 m² °C/W. Pompa de recircu- ire a difilului funcționează cu un randament ^=0,8, iar costul energiei electrice consumate pentru antrenare este CE=0,5 lei/kWh. Costul schim- torului instalat, împreună cu cheltuielile de întreținere, este în dome- niul de lucru C_{Ae}=160 lei/m²-an. Schimbătorul este în funcțiune un mp x=8 000 h/an. Să se calculeze viteza optimă a difilului prin tuburi, _i care cheltuielile totale, compuse din costul schimbătorului plus între- ".r.erea și costul energiei electrice consumate, au o valoare minimă.

Rezolvare: Odată cu creșterea vitezei difilului, crește coeficientul de :-,-r.vecție interior și scade suprafața de schimb de căldură necesară. însă, i creșterea vitezei, crește căderea de presiune a difilului prin aparat și e:i consumul de energie pentru pompare. Există o viteză optimă a difi- . :lui, la care cheltuielile totale sînt minime. în manta coeficientul de con- .-rcție este practic constant, iar circulația se face prin termosifonare.

Admițîndu-se i?e>10^4, coeficientul de convecție interior se calcu- ează cu relația:

$$\mathrm{Nu}=0{,}023\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4}.$$

$$\frac{\alpha_i d_i}{\lambda}=0{,}023\left(\frac{d_i w}{\nu}\right)^{0,8}\left(\frac{c\rho\nu}{\lambda}\right)^{0,4}$$

Se lucrează cu unitățile fundamentale S.I.

$$\alpha_i=\frac{0{,}1067}{0{,}015}\cdot 0{,}023\left(\frac{0{,}015}{0{,}39\cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} w^{0,8}\left(\frac{2\,500\cdot 887\cdot 0{,}39\cdot 10^{-6}}{0{,}1067}\right)^{0,4}$$

$$\alpha_i=1759{,}3\ \mathrm{w}^{0,8}\quad [\mathrm{W/m^2\,°C}]$$

Coeficientul global de transfer de căldură:

$$k_{e_d}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}\cdot\frac{d_e}{d_i}+R_e}=\frac{1}{\frac{1}{1759{,}3\cdot w^{0,8}}\cdot\frac{0{,}020}{0{,}015}+0{,}001266}$$

$$k_{e_d}=\frac{w^{0,8}}{7{,}5788\cdot 10^{-4}+0{,}001266\cdot w^{0,8}}\qquad \mathrm{W/m^2\,°C}$$

Fluxul termic schimbat:

$$Q=mc(t_1-t_2)=\frac{300\,000}{3\,600}\,2\,500(250-210)=8{,}333\cdot 10^6\ \mathrm{W}.$$

Diferența medie de temperatură (pentru că un fluid are temperatură :•:-stanță, factorul de corecție este egal cu unitatea):

$$\begin{array}{ccc} 250 & \longrightarrow & 210 \\ \frac{192}{58} & & \frac{192}{18} \end{array}\qquad \Delta t=\frac{58-18}{\ln\frac{58}{18}}=34{,}2\,°\mathrm{C}.$$

Aria de transfer de căldură necesară:

$$A_e=\frac{Q}{k_{e_d}\Delta t}=\frac{8{,}333\cdot 10^6}{\frac{w^{0,8}}{7{,}5788\cdot 10^{-4}+0{,}001266 w^{0,8}}\cdot 34{,}2}$$

$$A_e=\frac{184{,}66}{w^{0,8}}+308{,}47\ \mathrm{m^2}.$$

Valoarea anuală a costului schimbătorului instalat, plus cheltuielile de întreținere:

$$C'_{A_e} A_e = 160\left(\frac{184{,}66}{w^{0,8}} + 308{,}47\right) = \frac{29\,546}{w^{0,8}} + 49\,355 \quad \left[\frac{\text{lei}}{\text{an}}\right]$$

Căderea de presiune în tuburi se exprimă prin relația:

$$\Delta p = \frac{\rho w^2}{2} N_p \left(4 + \frac{fL}{d_i}\right).$$

Se neglijează corecția cu variația viscozității fluidului în secțiunea tubului.

Numărul de păsuri în tuburi $A^7_{„}=2$.

Admițîndu-se .Re>2 300, factorul de frecare se calculează cu relația:

$$f = \frac{0{,}4458}{R^{0,261}} = \frac{0{,}4458}{w^{0,261}}\left(\frac{0{,}39 \cdot 10^{-6}}{0{,}015}\right)^{0,261}$$

$$f = \frac{0{,}028343}{w^{0,261}}$$

Din expresia vitezei fluidului în tuburi:

$$w = \frac{m4N_p}{\rho\pi d_i^2 n_t}$$

rezultă numărul total de tuburi:

$$n_t = \frac{m4N_p}{\rho\pi d_i^2 w}$$

Acesta poate fi exprimat şi în funcție de aria de transfer:

$$n_t = \frac{A_e}{\pi d_e L}.$$

Din aceste expresii, rezultă lungimea,tuburilor:

$$L = \frac{A_e \rho d_i^2 w}{d_e m4N_p} = \left(\frac{184{,}66}{w^{0,8}} + 308{,}47\right) \cdot \frac{887 \cdot 0{,}015^2 w^2 3\,600}{0{,}020 \cdot 300\,000 \cdot 4 \cdot 2}$$

$$L = 2{,}764\, w^{0,2} + 4{,}6172\, w \quad [\text{m}].$$

înlocuindu-se valorile obținute, în expresia lui Ap, se obține:

$$\Delta p = \frac{887 w^2}{2} 2\left[4 + \frac{0{,}028343\,(2{,}764 w^{0,2} + 4{,}6172 w)}{w^{0,261} \cdot 0{,}015}\right]$$

$$\Delta p = 3\,548\, w^2 + 4\,633\, w^{1,939} + 7\,739\, w^{2,739} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$$

Puterea consumată de por[illegible]operirea pierderii de presiune:

$$P = \frac{\Delta p m}{\rho \eta} [\text{W}]$$

Energi[illegible]

$$E = P \cdot 10^{-3} \tau \quad \text{kWh/an}$$

$$E = \Delta p \frac{300\,000}{3\,600 \cdot 887 \cdot 0{,}8} \cdot 10^{-3} \cdot 8\,000 = 0{,}9395\, \Delta p$$

Iestul energiei electrice consumate:

$$C_E \cdot E = 0{,}5 \cdot 0{,}9395 \cdot \Delta p$$

Prin înlocuirea lui Ap, rezultă:

$$C_E E = 1666{,}7\, w^2 + 2176{,}4\, w^{1{,}939} + 3635{,}4\, w^{2{,}739} \left[\frac{\text{lei}}{\text{an}}\right]$$

neltuielile totale anuale sînt:

$$C_t = C_{A_e} A_e + C_E E = \frac{29\,546}{w^{0{,}8}} + 49\,355 + 1\,666{,}7\, w^2 + 2\,176{,}4\, w^{1{,}939} + 3\,635{,}4\, w^{2{,}739}$$

^:i~:lirea lui *w* optim se face prin încercări succesive:

w, [m/s]	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20
C_t [lei/an]	86 380	86 155	86 087	86 164	86 380

rezultat viteza optimă, corespunzătoare punctului de minimum, '. ~) m/s. In practică se recomandă viteze în tuburi pentru lichide _- -l a 1 m/s.

;teza optimă rezultată, se obţin:

$$Re = \frac{0{,}015 \cdot 1{,}1}{0{,}39 \cdot 10^{-6}} = 42\,308$$

. :.de valorii apreciate).

$$\alpha_i = 1759{,}3 \cdot 1{,}1^{0{,}8} = 1\,899 \ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}.$$

$$k_{ed} = \frac{1{,}1^{0{,}8}}{7{,}5788 \cdot 10^{-4} + 0{,}001266 \cdot 1{,}1^{0{,}8}} = 508 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\,^\circ\text{C}}\right]$$

$$A_e = \frac{184{,}66}{1{,}1^{0{,}8}} + 308{,}47 = 479{,}6 \ \text{m}^2$$

$$L = 2{,}764 \cdot 1{,}1^{0{,}2} + 4{,}6172 \cdot 1{,}1 = 7{,}896 \ \text{m}$$

$$n_t = \frac{A_e}{\pi\, d_e\, L} = \frac{479{,}6}{\pi\, 0{,}020 \cdot 7{,}896} = 966$$

$$\Delta p = 3\,548 \cdot 1{,}1^2 + 4\,633 \cdot 1{,}1^{1{,}939} + 7\,739 \cdot 1{,}1^{2{,}739} = 0{,}199 \cdot 10^5 \ \text{N/m}^2.$$

.stată că toate aceste valori sînt rezonabile.

itru un sistem de schimb de căldură (fig. A.20), cu mai multe •i:e identice *ă/s* tip 1—2 plasate în serie (global contracurent), se •:•>:: $(mC_p)_c = 20\,000$ W/°C, rC, t_{r_1},=170°C, $(mC_p)_r$= 100 W °C, $/_{r_1}$=100°C si . W/m²°C. Să se stabi- i numărul optim de apa- în serie, corespunzător minim al aparatelor, --e pentru costul re- rvlatia A.21.

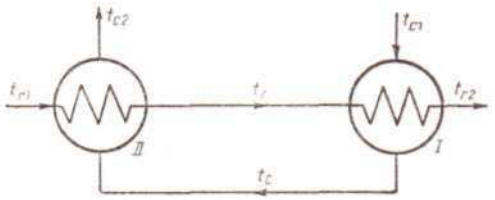


Fig. A.20

Rezolvare: Așa cum se va constata, odată cu creșterea numărului aparate în serie, din cauza variației diferențelor medii de temperați și a fluxurilor termice, aria globală de transfer de căldură se reduce. O în realitate costul aparatelor nu este direct proporțional cu aria de trai fer, se va ajunge la concluzia că situația optimă corespunde cazului care se utilizează numărul minim de aparate în serie, care pot reali schimbul de căldură impus.

Rezolvarea acestei probleme se face ușor, prin intermediul numărul de unități de transfer de căldură.

Stabilirea temperaturii $t_{/}$.

$$(mC_p)_c\,(t_{c_1}-t_{c_2})=(mC_p)_r\,(t_{r_2}-t_{r_1})$$

$$t_{r_2}=t_{r_1}+\frac{(mC_p)_c}{(mC_p)_r}\,(t_{e_1}-t_{c_2})=100+\frac{20\,000}{40\,000}\,(330-170)=180^{\circ}C$$

Pentru că $t_{r2}=180^{\circ}C>^{\wedge}_{2}=170^{\circ}C$, schimbul de căldură impus nu poat fi realizat cu un singur aparat 1—2.

Calculul pentru două aparate în serie

Raportul capacităților calorice:

$$X=\frac{(mC_p)\text{ mică}}{(mC_p)\text{ mare}}=\frac{20\,000}{40\,000}=0,5$$

X este independent de faptul că există un singur aparat sau mai mulți aparate în serie, și de faptul că există curent mixt sau contracurent.

Eficiența schimbului de căldură vj nu se poate calcula direct pentri fiecare aparat, în cazul în care se utilizează două aparate în serie, pentru că nu se cunosc temperaturile intermediare, TJ este independent de faptul că există curent mixt sau contracurent.

In cazul utilizării unui singur aparat (în contracurent) YJ are valoarea:

$$\eta_1=\frac{(mC_p)_c}{(mC_p)\text{ mică}}\cdot\frac{t_{c_1}-t_{c_2}}{t_{c_1}-t_{r_1}}=\frac{330-170}{330-100}=0,69565$$

Numărul de unități de transfer, în cazul utilizării unui singur aparat în contracurent:

$$N_c=\frac{1}{1-X}\cdot\ln\frac{1-X}{1-\eta}=\frac{1}{1-0,5}\ln\frac{1-0,69565.0,5}{1-0,69565}=1,524$$

Numai la aparatele în contracurent, numărul de unități de transfer este aditiv pentru aparatele plasate în serie (se poate demonstra).

Pentru unul din două aparate identice în contracurent, plasate în serie:

$$N_c'=\frac{N_c}{2}=\frac{1,524}{2}=0,762.$$

Eficiența unui astfel de aparat va fi:

$$\eta_1'=\frac{1-\exp[N_c(1-X)]}{X-\exp[N_c'(1-X)]}=\frac{1-\exp(0,762\cdot 0,5)}{0,5-\exp(0,762\cdot 0,5)}=0,4812.$$

Această eficiență corespunde și unuia din cele două aparate identice în curent mixt 1—2, plasate în serie.

ienţa critică:

$$\eta_{ICT}=\frac{1}{1+X}=\frac{1}{1+0,5}=0,6667.$$

Pentru că $f]'<t]_{„}$, schimbul de căldură cu două aparate 1—2 în serie e posibil. Pentru fiecare aparat, temperatura de ieşire a fluidului rece ras mai mică decît temperatura de ieşire a fluidului cald.

-mărul de unităţi de transfer pentru unul din cele două aparate 1—2:

$$N'=\frac{1}{\sqrt{X^2+1}}\cdot\ln\frac{2-\eta'(X+1-\sqrt{X^2+1})}{2-\eta'(X+1+\sqrt{X^2+1})}=$$

$$=\frac{1}{\sqrt{1,25}}\cdot\ln\frac{2-0,4812(1,5-\sqrt{1,25})}{2-0,4812(1,5+\sqrt{1,25})}=0,8028.$$

Aria de transfer de căldură pentru un singur aparat:

$$A'_e=\frac{N'(mC_p)_{mic\check{a}}}{k_{ed}}=\frac{0,8028\cdot 20\,000}{120}=133,8\ \text{m}^2$$

Global pentru ambele aparate:

$$A_e=2\cdot 133,8=267,6\ \text{m}^2$$

Costul relativ al acestor două aparate:

$$2\cdot\frac{A'_e}{C_{50}}=2\left(0,46625\cdot\frac{A'_e}{50}+0,53375\right)=2\left(0,46625\cdot\frac{133,8}{50}+0,53375\right)=3,563$$

In continuare se efectuează cîteva calcule suplimentare. Se notează temperaturile intermediare cu t_c şi t_r, iar pentru aparate se utilizează -i:c:i I (aparatul care lucrează la temperaturi mai mari) si II.

$$\eta'_{II}=\frac{t_c-t_{c_2}}{t_e-t_{r_1}}=\frac{t_c-170}{t_c-100}=0,4812.$$

$$t_c=\frac{170-48,12}{1-0,4812}=234,9°\text{C}>t_{r2}=180°\text{C}.$$

$$\eta'_I=\frac{t_{e1}-t_e}{t_{e1}-t_r}=\frac{330-234,9}{330-t_r}=0,4812$$

$$t_r=\frac{0,4812\cdot 330-330+234,9}{0,4812}=132,4°\text{C}<t_{c2}=170°\text{C}$$

$$Q_I=40\,000(180-132,4)=1,904\cdot 10^6\ \text{W}$$

$$Q_{II}=40\,000(132,4-100)=1,296\cdot 10^6\ \text{W}$$

$$\Delta t_I=\frac{Q_I}{k_{ed}\cdot A'_e}=\frac{1,904\cdot 10^6}{120\cdot 133,8}=118,6°\text{C}$$

$$\begin{array}{ccc}234,9 & \longleftarrow & 330\\ \dfrac{132,4}{102,5} & \longrightarrow & \dfrac{180}{150}\end{array}\qquad \Delta t_{c\,I}=\frac{150-102,5}{\ln\frac{150}{102,5}}=124,7°\text{C}$$

$$F=\frac{\Delta t_I}{\Delta t_{cI}}=\frac{118,6}{124,7}=0,951$$

: .:! de corecţie este acelaşi la ambele aparate)

$$\Delta t_{II}=\frac{1,296\cdot 10^6}{120\cdot 133,8}=80,7°\text{C}$$

Calculul pentru trei aparate în serie

Se urmează metodica anterioară.

$$N'_e = \frac{N_e}{3} = \frac{1{,}524}{3} = 0{,}508$$

$$\eta_1' = \frac{1-\exp(0{,}508 \cdot 0{,}5)}{0{,}5-\exp(0{,}508 \cdot 0{,}5)} = 0{,}3664$$

$$N' = \frac{1}{\sqrt{1{,}25}} \cdot \ln \frac{2-0{,}3644(1{,}5-\sqrt{1{,}25})}{2-0{,}3644(1{,}5+\sqrt{1{,}25})} = 0{,}5152$$

$$A'_e = \frac{0{,}5152 \cdot 20\,000}{120} = 85{,}87 \text{ m}^2$$

$$A_e = 3 \cdot 85{,}87 = 257{,}6 \text{ m}^2 < 267{,}6 \text{ m}^2.$$

$$3 \cdot \frac{C'_{Ae}}{C_{50}} = 3\left(0{,}46625 \cdot \frac{85{,}87}{50} + 0{,}53375\right) = 4{,}003 > 3{,}563$$

Se constată că, în cazul a trei aparate în serie, aria de transfer se reduce, dar costul acestora este mai mare, decît în cazul a două aparate în serie. Situaţia optimă corespunde deci utilizării a două aparate în serie.

d) O parte a unui tren de schimbătoare pentru preîncălzirea ţiţeiului, dintr-o instalaţie DAV, conţine în serie două aparate în contracurent (fig. A.21), unul cu reflux de benzină şi altul cu reflux de petrol. Pentru acest sistem se cunosc (indicii t—ţiţei, 6-benzină, p-petrol).

$(mC_p)_t = 150\,000$ W/°C, $t_{t1} = 50$°C, $t_{t2} = 100$°C, $(mC_p)_b = 150\,000$ W/°C,
$t_{b1} = 150$°C, $k_{cb} = 250$ W/m²°C, $(mC_p)_p = 50\,000$ W/°C,
$t_{p1} = 140$°C şi $k_{ep} = 200$ W/m²°C.

Se cere temperatura intermediară optimă a ţiţeiului (x), la care aria globală de transfer de căldură este minimă.

Rezolvare: Dacă variază temperatura intermediară a ţiţeiului, variază temperaturile de evacuare ale benzinei şi petrolului, diferenţele medii logaritmice de temperatură, fluxurile termice şi deci ariile de transfer de căldură ale aparatelor.

Se va constata că există o temperatură intermediară a ţiţeiului optimă, la care aria globală de transfer este minimă. Problema este rezolvabilă şi pentru aparate în curent mixt. Rezolvarea se poate face cu ajutorul relaţiilor clasice sau, mai comod, cu ajutorul numărului de unităţi de transfer de căldură.

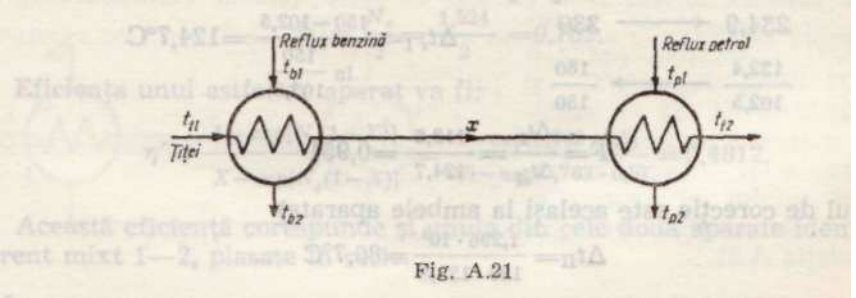


Fig. A.21

Temperaturile de evacuare ale benzinei și petrolului:

$$Q_b=(mC_p)_b\cdot(t_{b1}-t_{b2})=(mC_p)_t(x-t_{t1})$$

$$t_{b2}=t_{b1}-\frac{(mC_p)_t}{(mC_p)_b}(x-t_{t1})=150-\frac{150\,000}{150\,000}(x-50)$$

$$t_{b2}=200-x\ [°C]$$

$$Q_p=(mC_p)_p(t_{p1}-t_{p2})=(mC_p)_t(t_{t2}-x)$$

$$t_{p2}=t_{p1}-\frac{(mC_p)_t}{(mC_p)_p}(t_{t2}-x)=140-\frac{150\,000}{50\,000}(100-x)$$

$$t_{p2}=3x-160°C.$$

$$X=\frac{(mC_p)_{mică}}{(mC_p)_{mare}}=\frac{150\,000}{150\,000}=1$$

$$\eta_i=\frac{(mC_p)_t}{(mC_p)_{mică}}\cdot\frac{x-t_{t1}}{t_{b1}-t_{t1}}=\frac{x-50}{150-50}=\frac{x-50}{100}$$

$$N=\frac{1}{1-X}\cdot\ln\frac{1-X\eta_i}{1-\eta_i}\ ;\ \text{pentru } X=1 \text{ corespunde } N=\frac{\eta_i}{1-\eta_i}$$

Stabilirea ariei de transfer a preîncălzitorului cu benzină

$$A_e=\frac{N\cdot(mC_p)_{mică}}{k_e}$$

$$A_{eb}=\frac{\eta_i\cdot(mC_p)_{mică}}{(1-\eta_i)k_{eb}}=\frac{\frac{x-50}{100}\cdot 150\,000}{\left(1-\frac{x-50}{100}\right)\cdot 250}$$

$$A_{eb}=\frac{600x-30\,000}{150-x}\ [m^2]$$

ilirea ariei de transfer a preîncălzitorului cu petrol:

$$X=\frac{50\,000}{150\,000}=\frac{1}{3}$$

$$\eta_i=\frac{(mC_p)_p(t_{p1}-t_{p2})}{(mC_p)_{mică}(t_{p1}-x)}=\frac{140-3x+160}{140-x}=\frac{300-3x}{140-x}$$

$$A_{ep}=\frac{(mC_p)_{mică}}{k_{ep}(1-X)}\ln\frac{1-X\eta_i}{1-\eta_i}=\frac{50\,000\cdot 3}{200\cdot 2}\cdot\ln\frac{1-\frac{1}{3}\cdot\frac{300-3x}{140-x}}{1-\frac{300-3x}{140-x}}$$

$$A_{ep}=375\cdot\ln\frac{20}{x-80}\quad[m^2]$$

Aria totală de transfer de căldură:

$$A_{et}=A_{eb}+A_{ep}=\frac{600x-30\,000}{150-x}+375\cdot\ln\frac{20}{x-80}\ [m^2].$$

Valoarea ontimă a lui x rezultă din ecuația:

$$\frac{dA_{et}}{dx}=\frac{600\,(150-x)+(600\,x-30\,000)}{(150-x)^2}+375\cdot\frac{1}{80-x}=0$$

$$\left(y=\ln\frac{20}{x-80}=\ln z;\ \frac{dy}{dx}=\frac{1}{z}\cdot\frac{dz}{dx}=\frac{1}{80-x}\right)$$

Ecuația anterioară se aduce la forma:

$$x^2-460\,x+35\,300=0$$

din care rezultă: $x=230\pm\sqrt{230^2-35\,300}=230\pm132{,}6$

$$x=230-132{,}6=97{,}4°C.$$

(valoarea x=230+132,6=362,6°C nu este posibilă, pentru că nu este cuprinsă între t_n și t_{t2}).

In continuare, se prezintă cîteva calcule suplimentare.

Temperaturile de evacuare ale benzinei și petrolului:

$$t_{b2}=200-97{,}4=102{,}6°C$$

$$t_{p2}=3\cdot97{,}4-160=132{,}2°C$$

Se constată că în schimbătorul cu petrol, țițeiul se încălzește cu numai 2,6°C. Se poate renunța la acest aparat și se poate dimensiona schimbătorul cu benzină astfel încît el să realizeze încălzirea țițeiului pînă la 100°C. Cu toate că aria de transfer este mai mare în acest caz, decît aria globală clin cazul anterior, situația este mai economică, pentru că costul unui schimbător nu este în realitate direct proporțional cu aria de transfer.

Aria A_{et} pentru x=97,4°C:

$$A_{eb}=\frac{600\cdot97{,}4-30\,000}{150-97{,}4}=540{,}7\ m^2$$

$$A_{ep}=375\cdot\ln\frac{20}{97{,}4-80}=52{,}2\ m^2$$

$$A_{et}=540{,}7+52{,}2=592{,}9\ m^2$$

Costul relativ al acestor aparate:

$$\frac{C_{A_{et}}}{C_{50}}=\left(0{,}46625\cdot\frac{540{,}7}{50}+0{,}53375\right)+\left(0{,}46625\cdot\frac{52{,}2}{50}+0{,}53375\right)=6{,}596$$

(s-a acceptat utilizarea relației A.21).

Aria A_{eb} pentru $x=100°C(A_{ep}=0)$:

$$A_{et}=A_{eb}=\frac{600\cdot100-30\,000}{150-100}=600\ m^2>592{,}9\ m^2$$

Costul relativ al acestui aparat:

$$\frac{C_{A_{eb}}}{C_{50}}=\left(0{,}46625\cdot\frac{600}{50}+0{,}53375\right)=6{,}129<6{,}596.$$

S-a constatat că criteriul ariei minime nu este un criteriu de optimi- •--=: satisfăcător, în cazul mai multor aparate plasate în serie.

ia A_{et} pentru x=90°C(<97,4°C):

$$A_{eb}=\frac{600\cdot 90-30\,000}{150-90}=400\ \text{m}^2$$

$$A_{ep}=375\cdot \ln\frac{20}{90-80}=259{,}9\ \text{m}^2$$

$$A_{et}=400+259{,}9=659{,}9\ \text{m}^2>592{,}9\ \text{m}^2$$

rile obținute pentru A_{et} în funcție de *x:*

x, [°C]	90	97,4	100
A_{et}, [m²]	659,9	592,9	600

Se verifică faptul că, pentru x=97,4°C, A_{et} are valoarea minimă.

Aîiexa 10.

DIMENSIONAREA UNUI CUPTOR DE ÎNCĂLZIRE A UNUI AMESTEC GAZOS

Datele inițiale de proiectare. Destinația cuptorului: încălzirea materiei *zx-.zze* în fază gazoasă, la o instalație de dezalchilare a toluenului (DE-*z"l'••.*

Tipul cuptorului: cilindric vertical.

Debitul alimentării: 34 030 kg/h.

Compoziția alimentării: H_2 7,3; CH_4 32,8; C_2H_6 1,2; C_3H_8 0,9; benzen 1,9; -. -~*r.* 54,7; nC_7 0,5 și difenit 0,7o/$_0$ masă.

Materia primă se încălzește numai în secția de radiație.

Temperatura de intrare a materiei prime: 425°C.

/.peratura de ieșire a materiei prime: 620°C.

Presiunea absolută de intrare a materiei prime: 63,5 bar.

Căderea de presiune a materiei prime în cuptor, maximum admisibilă:

Tensiunea termică în radiație: 23 260 W/m^2.

Combustibilul utilizat: CH_4 (impur) fără S, avînd puterea calorică inferioară 46 890 kJ/kg.

Combustibilul are: presiunea 4 bar și temperatura 10°C.

Diametrele tuburilor utilizate în radiație: d_e=140; dj=116 mm.

Pasul tuburilor în radiație: 252 mm.

In secţia de convecţie se generează, prin economizor şi vaporizator, abur saturat cu presiunea absolută 15 bar.

Temperatura gazelor arse la coş: maximum 200°C.

Temperatura apei de alimentare: 100°C.

Apa de alimentare este demineralizată şi degazată.

Raţia de recirculare prin vaporizator: 6.

Diametrele tuburilor utilizate în convecţie: d_e=89; d_i=81 mm.

Pasul tuburilor în convecţie: 133,5 mm.

Proprietăţile fizice medii ale materiei prime. Temperatura medie a materiei prime:

$$\frac{\wedge \pm \wedge}{2} = 522{,}5°C.$$

Pentru toţi componenţii materiei prime s-au citit din literatură: temperatura şi presiunea critică, căldura specifică izobară, viscozitatea dinamică şi conductivitatea termică, la temperatura medie şi presiunea atmosferică (tab. A.21).

TABELUL A.21

Proprietăţile fizice ale componenţilor

Component	T_c, [K]	p_c, [bar]	C_p, [kJ/kg°C]	μ, [kg/ms]	λ, [W/m°C]
H_2	33	12,97	14,705	$17{,}3 \cdot 10^{-6}$	0,3996
CH_4	191	46,42	3,894	$24 \cdot 10^{-6}$	0,1319
C_2H_6	305	48,95	3,601	$22{,}5 \cdot 10^{-6}$	0,1026
C_3H_8	370	42,58	3,517	$19 \cdot 10^{-6}$	0,09211
benzen	562	48,33	2,395	$20 \cdot 10^{-6}$	0,05882
toluen	594	42,15	2,521	$18 \cdot 10^{-6}$	0,05709
nC_7	540	27,38	3,371	$15{,}9 \cdot 10^{-6}$	0,07369
difenil	801	40,22	2,521	$11 \cdot 10^{-6}$	0,05277

Compoziţia molară a materiei prime *(gi* fracţii masice şi y_i fracţii molare) este calculată în tab. A.22.

TABELUL A.22

Compoziţia molară a materiei prime

Component	g_i	M_i	$y_i = \frac{g_i/M_i}{\Sigma(g_i/M_i)}$
H_2	0,073	2,016	0,5699
CH_4	0,328	16,04	0,3218
C_2H_6	0,012	30,07	0,0064
C_3H_8	0,009	44,10	0,0032
benzen	0,019	78,11	0,0038
toluen	0,547	92,14	0,0934
nC_7	0,005	100,2	0,0008
difenil	0,007	154,2	0,0007
Total	1,000	—	1,0000

Masa molară medie a materiei prime:

$$M=\frac{1}{\sum\frac{g_i}{M_i}}=\Sigma(M_i y_i)=15{,}739 \text{ kg/kmol.}$$

Temperatura pseudocritică a materiei prime:

$$T_c=\Sigma(T_{c_i} y_i)=142 \text{ K.}$$

Temperatura redusă a materiei prime (temperatura medie a materiei prime 795,5 K).

$$T_r=\frac{T}{T_c}=\frac{795{,}5}{142}=5{,}6.$$

Presiunea pseudocritică a materiei prime:

$$p_c=\Sigma(p_{c_i} y_i)=26{,}95 \text{ bar}$$

Presiunea redusă a materiei prime (presiunea medie a materiei prime €3 bar):

$$p_r=\frac{p}{p_c}=\frac{63}{26{,}95}=2{,}34.$$

Căldura specifică medie a materiei prime, la temperatura medie şi presiunea atmosferică:

$$C_p=\Sigma(C_{pi} g_i)=3{,}885 \text{ kJ/kg °C.}$$

Căldura specifică medie a materiei prime, la temperatura medie şi presiunea medie (cu corecţia în funcţie de T_r şi p,):

$$C_p=3{,}912 \text{ kJ/kg °C.}$$

Yiscozitatea dinamică medie a materiei prime, la temperatura medie ş presiunea atmosferică:

$$\mu=\frac{\Sigma(\mu_i y_i M_i^{1/2})}{\Sigma(y_i M_i^{1/2})}=20{,}37\cdot 10^{-6} \text{ kg/m s.}$$

Yiscozitatea dinamică medie a materiei prime, la temperatura medie şi presiunea medie, este aceeaşi, factorul de corecţie în funcţie de T_r şi p, :1 egal cu 1.

Conductivitatea termică medie a materiei prime, la temperatura medie s. presiunea atmosferică:

$$\lambda=\frac{\Sigma(\lambda_i y_i M_i^{1/3})}{\Sigma(y_i M_i^{1/3})}=0{,}2108 \text{ W/m°C.}$$

Conductivitatea termică medie a materiei prime, la temperatura me- i presiunea medie, este aceeaşi, factorul de corecţie în funcţie de 7. şi p_r fiind egal cu 1.

Densitatea medie a materiei prime, la temperatura medie şi presiunea medie:

factorul de compresibilitate $z=f(T_r$ şi $p_r)=1{,}03$

$$\rho=\frac{pM}{zRT}=\frac{63\cdot 10^5\cdot 15{,}739}{1{,}03\cdot 8314\cdot 795{,}5}=14{,}556 \text{ kg/m}^3;$$

Calculul procesului de **combustie.** Compoziția elementara a combustibilului (CH_4):

$$c=\frac{12n}{12n+m}=\frac{12}{12+4}=0,75;\ h=1-c=0,25.$$

Se admite coeficientul cantității de aer a=1,15.

Consumul de aer:

$$L=\frac{\alpha}{0,21}\left(\frac{c}{12}+\frac{h}{4}\right)=\frac{1,15}{0,21}\left(\frac{0,75}{12}+\frac{0,25}{4}\right)=0,6845\ \frac{\text{kgmol}}{\text{kgcomb.}}$$

Cantitatea molară de gaze de ardere:

$$n_{CO_2}=\frac{c}{12}=\frac{0,75}{12}=0,0625\ \text{kmol/kg comb.}$$

$$n_{H_2O}=\frac{h}{2}=\frac{0,25}{2}=0,125\ \text{kmol/kg comb.}$$

$$n_{N_2}=0,79L=0,79\cdot 0,6845=0,5408\ \text{kmol/kg comb.}$$

$$n_{O_2}=0,21\,\frac{\alpha-1}{\alpha}\,L=0,21\cdot\frac{0,15}{1,15}\cdot 0,6845=0,0187\ \text{kmol/kg comb.}$$

$$n_t=\Sigma n_i=0,747\ \text{kmol/kg comb.}$$

Cantitatea masică de gaze de ardere:

$$m_{CO_2}=44\cdot n_{CO_2}=2,75\ \text{kg/kg comb.}$$

$$m_{H_2O}=18\cdot n_{H_2O}=2,25\ \text{kg/kg comb.}$$

$$m_{N_2}=28\cdot n_{N_2}=15,1424\ \text{kg/kg comb.}$$

$$m_{O_2}=32\cdot n_{O_2}=0,5984\ \text{kg/kg comb.}$$

$$m_t=\Sigma m_i=20,7408\ \text{kg/kg comb.}$$

Masa molară medie a gazelor de ardere:

$$M=\frac{m_t}{n_t}=\frac{20,7408}{0,747}=27,765\ \text{kg/kmol.}$$

Dimensionarea secției de **radiație.** Căldura absorbită de materia primă (în secția de radiație):

$$Q_r=mC_p\Delta t=34030\cdot 3,912(620-425)=$$
$$=25,96\cdot 10^6\ \text{kJ/h}=7,211\cdot 10^6\text{W.}$$

Pentru tensiunea termică dată (23 260 W/m^2), rezultă suprafața de schimb de căldură necesară:

$$A_r=\frac{7,211\cdot 10^6}{23\,260}=310\ \text{m}^2.$$

S-au admis patru circuite în paralel (pentru o mai bună distribuție a materiei prime, numărul de circuite trebuie să fie 2,4 sau 8) și un număr total de tuburi 64 (16 pe circuit).

l-.-.rimea necesară a unui tub (porţiunea dreaptă plus un cot; se uti-**Baează** coturi interioare sudate):

$$L=\frac{A_r}{n\pi d_e}=\frac{310}{64\pi 0{,}140}=11{,}013 \text{ m.}$$

dat pasul tuburilor (0,252 m), rezultă diametrul cercului cores-: . :"-: : axelor tuburilor;

$$D_{ax}=\frac{64\cdot 0{,}252}{\pi}=5{,}134 \text{ m.}$$

te bine ca raportul $L/D^{\wedge}$ să fie cu aproximaţie 2 (în caz contrar, **se admite** un alt număr de tuburi).

Se admite o distanţă de la axele tuburilor la perete:

$$1{,}6d_e=1{,}6\cdot 0{,}140=0{,}224 \text{ m.}$$

Rezultă diametrul interior al secţiei de radiaţie:

$$D=5{,}134+2\cdot 0{,}224=5{,}582 \text{ m.}$$

Lungimea unui c $\frac{\pi s}{2}=\frac{\pi\cdot 0{,}252}{2}=0{,}396$ m. n):

Lungimea porţiuni

$$11{,}013-0{,}396=10{,}617 \text{ m.}$$

înălţimea ocupat $\frac{s}{2}+\frac{d_e}{2}=\frac{0{,}252+0{,}140}{2}=0{,}196$ m.

înălţimea ocupată de serpentină:

Se admite un spaţiu liber între serpentină şi podea, respectiv plafon, de 0,15 m. $10{,}617+2\cdot 0{,}196=11{,}009$ m.

înălţimea interioară a secţiei de radiaţie:

$$H=11{,}009+2\cdot 0{,}15=11{,}309 \text{ m.}$$

Căderea de presiune a materiei prime în cuptor. Viteza medie a materiei prime în tuburi:

$$w=\frac{m4}{\rho\pi d_i^2 n_e}=\frac{34\,030\cdot 4}{3\,600\cdot 14{,}556\cdot\pi\cdot 0{,}116^2\cdot 4}=15{,}362\frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se admite lungimea echivalentă a unui cot egală cu 50 • d*.

Lungimea echivalentă a serpentinei (un circuit):

$$L_e=16(10{,}617+50\cdot 0{,}116)=262{,}67 \text{ m.}$$

Valoarea criteriului Reynolds:

$$Re=\frac{d_i w\rho}{\mu}=\frac{0{,}116\cdot 15{,}362\cdot 14{,}556}{20{,}37\cdot 10^{-6}}=1{,}2734\cdot 10^6.$$

Coeficientul de frecare se calculează cu relația (pentru $Re>10^5$):

$$f=\frac{0{,}1654}{Re^{0{,}164}}=\frac{0{,}1654}{1\,273\,400^{0{,}164}}=0{,}016893.$$

Căderea de presiune

$$\Delta p=f\frac{\rho w^2}{2}\cdot\frac{L_e}{d_i}=\frac{0{,}016893\cdot 14{,}556\cdot 15{,}362^2\cdot 262{,}67}{2\cdot 0{,}116}=$$
$$=65\,700\ \text{N/m}^2=0{,}657\ \text{bar}.$$

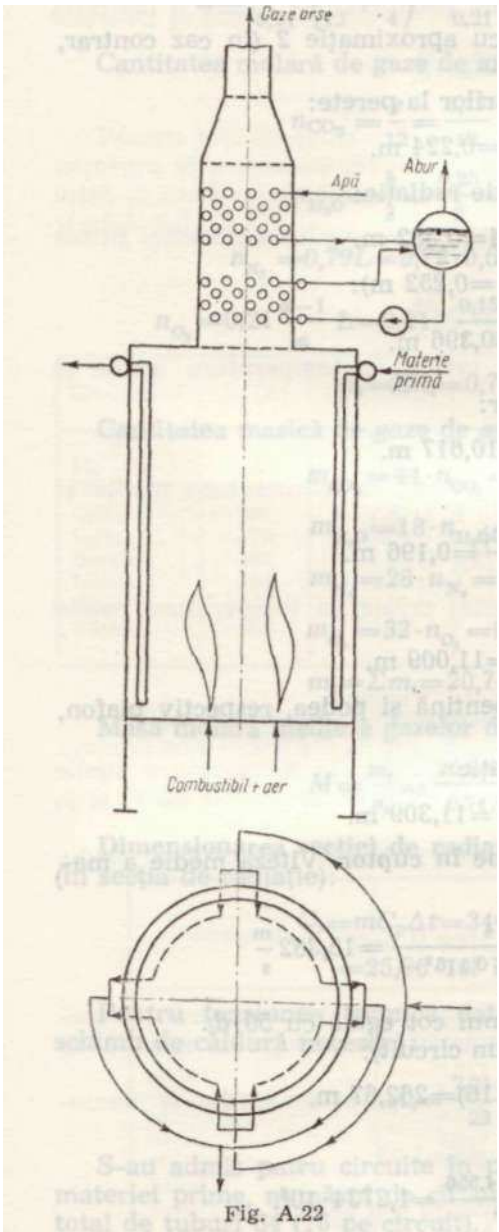


Fig. A.22

(mai mică decît valoarea maximă admisibilă impusă, egală cu 1 bar; în caz contrar, se mărea numărul de circuite în paralel).

Alegîndu-se un număr par de tuburi pe circuit, distribuitorul și colectorul de materie primă se plasează în partea superioară a secției de radiație (exterior). In figura A.22 se prezintă schematic cuptorul, plus distribuitorul și colectorul de materie primă (este bine ca acestea să se realizeze dintr-un singur tip de țeava).

Se alege țeava cu diametrele: $d_e=219$; $^{\wedge}-194$ mm.

Viteza materiei prime în această țeava, în condiții medii, pentru întregul debit:

$$w=\frac{m4}{\rho\pi d_i^2}=\frac{34\,030\cdot 4}{3\,600\cdot 14{,}556\cdot\pi\cdot 0{,}194^2}=$$
$$=21{,}97\ \frac{\text{m}}{\text{s}}\ \text{(acceptabilă)}$$

Bilanțul termic al cuptorului. Bilanțul termic al secției de radiație:

$$H_i+i_{ac}=\frac{Q_r}{B}+i_{tp}+q_{pr}.$$

Entalpia amestecului combustibil (aerul și combustibilul au 10°C):

$$i_{ac}=i_{aer}+i_{comb}\ \text{kJ/kg comb.}$$
$$i_{aer}=LC_{paer}t_{aer}=$$
$$=0{,}6845\cdot 29{,}07\cdot 10=199\ \text{kJ/kg comb}$$
$$i_{comb}=c_{p\ comb}\cdot t_{comb}=$$
$$=2{,}2\cdot 10=22\ \text{kJ/kg comb.}$$
$$i_{ac}=199+22=221\ \text{kJ/kg comb.}$$
$$H_i=46\,890\ \text{kJ/kg comb.}$$

5e admite temperatura gazelor de ardere la prag t_p=820°C. Entahpia ^*zelcr* de ardere la această temperatură:

$$i_{t_p}=t_p\Sigma(n_iC_{pi})=820(0{,}0625\cdot 48{,}32+0{,}125\cdot 37{,}35+$$
$$+0{,}5408\cdot 30{,}83+0{,}0187\cdot 32{,}70)=20\,478\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg comb}}$$

admit pierderile de căldură ale cuptorului: în secția de **radiație** 2,2; wrizator 0,5; în economizor 0,3% din căldura totală introdusă și dez--;.:ată în focar (pierderi totale 3%).

Pierderile de căldură în radiație $q_{pr}=0{,}022\ (Hi+i_{ac})=l$ **036 kJ/kg comb.**

Debitul de combustibil al cuptorului:

$$B=\frac{Q_r}{H_i+i_{ac}-i_{t_p}-q_{pr}}=\frac{25{,}96\cdot 10^6}{46\,890+221-20\,478-1\,036}=1\,014\ \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

admite temperatura gazelor de ardere la coș t_c.=170°C (sub 200°C). ralpia gazelor de ardere la această temperatură:

$$i_{t_c}=t_c\Sigma(n_iC_{pi})=170(0{,}0625\cdot 39{,}80+0{,}125\cdot 33{,}89+$$
$$+0{,}5408\cdot 29{,}27+0{,}0187\cdot 29{,}81)=3\,929\ \text{kJ/kg comb.}$$

Randamentul cuptorului:

$$\eta=1-\frac{i_{t_c}}{H_i+i_{ac}}-\frac{q_p}{Hi+iac}=1-\frac{3\,929}{46\,890+221}-0{,}03=0{,}8866.$$

Căldura absorbită în secția de convecție pentru generare **de abur:**

$$Q_c=B(i_{t_p}-i_{t_c}-q_{pc})$$
$$q_{pc}=(0{,}005+0{,}003)\cdot(46\,890+221)=377\ \text{kJ/kg comb}$$
$$Q_c=1\,014(20\,478-3\,929-377)=16{,}4\cdot 10^6\ \text{kJ/h.}$$

Căldura introdusă și dezvoltată în focar:

$$Q=B(H_i+i_{ac})=1\,014(46\,890+221)=47{,}77\cdot 10^6\ \text{kJ/h.}$$

Căldura u

$$Q_r+Q_c=(25{,}96+16{,}4)\cdot 10^6=42{,}36\cdot 10^6\ \text{kJ/h.}$$

Debitul ga

$$B\cdot m_t=1\,014\cdot 20{,}7408=21\,031\ \text{kg/h;}$$

Tensiune

$$T_v=\frac{Q\,4}{\pi D^2 H}=\frac{47{,}77\cdot 10^6\cdot 10^3\cdot 4}{3\,600\cdot\pi\cdot 5{,}582^2\cdot 11{,}309}=47\,947\ \frac{\text{W}}{\text{m}^3}$$

Ir. cele ce urmează se stabilesc numărul și amplasarea arzătoarelor.

Debitul de combustibil: $B=1\,014\left[\frac{\text{kg CH}_4}{\text{h}}\right]$, $B=1\,014\ \frac{22{,}4}{16}=1\,420\left[\frac{\text{m}^3\ \text{CH}_4}{\text{h}}\right]$

Se aleg arzătoare (combustibil gazos, aer rece) cu capacitatea de 290 m^3_N/h, rezultînd ca necesare 5 bucăţi şi luîndu-se în total 6 bucăţi, pentru siguranţă.

Arzătoarele se plasează pe un cerc (în colţurile unui hexagon), astfel încît distanţa de la axele arzătoarelor pînă la faţa tuburilor să fie de minimum 1,1 m (pentru arzătoarele de această capacitate).

Pentru o distantă de 1,2 m rezultă diametrul cercului:

$$D_a = D_{ax} - d_e - 2 \cdot 1{,}2 = 5{,}134 - 0{,}140 - 2{,}4 = 2{,}594 \text{ m.}$$

Distanţa dintre axele ... te:

$$\frac{D_a}{2} = \frac{2{,}594}{2} = 1{,}297 \text{ m.}$$

Verificarea tensiunii termice din secţia de radiaţie. Se utilizează metoda Lobo-Evans, luîndu-se ca temperatură medie în focar $t_{mf} = t_p + 30^q C = 850°C$.

Se admit pentru secţia de convecţie dimensiunile interioare 3,85 şi 2 m, Jăsîndu-se loc pentru sistemul de ancorare a ţevilor din secţia de radiaţie.

Relaţia Lobo-Evans:

$$T_t = 5{,}67 F \frac{K_r s}{\pi d_e n_s} \left[\left(\frac{T_{mf}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 \right] + \alpha_c (t_{mf} - t_e)$$

(relaţia este omogenă; sub această formă se aplică în unităţile fundamentale ale Si.).

Coeficientul de convecţie din secţia de radiaţie, după Lobo şi Evans, are valoarea:

$$\alpha_c = 11{,}37 \text{ W/m}^{20}\text{C.}$$

Numărul şirurilor de tuburi $n_s = 1$.

Coeficientul relativ de radiaţie, pentru un singur şir de tuburi plasat la perete, se calculează cu relaţia:

$$K_r = 2x - x^2$$

$$x = 1 - \frac{d_e}{s} \left[\sqrt{\left(\frac{s}{d_e} \right)^2 - 1} - \text{arc tg} \sqrt{\left(\frac{s}{d_e} \right)^2 - 1} \right]$$

(arc tg se exprimă în radiani)

Coeficientul de radiaţie reciprocă rezultă din expresia:

$$F = \frac{1}{1{,}111 + \frac{1 - e_g}{e_g} \psi}$$

Coeficientul de emisie a gazelor se calculează cu relaţia:

$$e_g = 0{,}6344 - 0{,}00017 \cdot t_{mf} + 0{,}1886 \text{ In } [(PH_2O + PCO_2) \cdot *]$$

(presiunile parţiale ale H_20 şi $C0_2$ se introduc în bar).

Gradul de ecranare are expresia:

$$\psi = \frac{A_{ec}}{A_t}$$

Aria totală a pereților secției de radiație:

$$A_t=\pi DH+2\frac{\pi D^2}{4}-L_c l_c$$

(L_c și l_c — lungimea și lățimea secției de convecție)

$$A_t=\pi\cdot 5{,}582\cdot 11{,}309+\frac{\pi\cdot 5{,}582^2}{2}-3{,}85\cdot 2=239{,}56\ \text{m}^2.$$

Aria echivalentă a ecranului (se neglijează prezența tuburilor **din** secția de convecție):

$$A_{ec}=\pi D_{ax}LK_r$$

$$\frac{s}{d_t}=\frac{0{,}252}{0{,}140}=1{,}8$$

$$x=1-\frac{1}{1{,}8}\left(\sqrt{1{,}8^2-1}-\text{arc tg}\sqrt{1{,}8^2-1}\right)=0{,}71395$$

$$K_r=2\cdot 0{,}71395-0{,}71395^2=0{,}9182$$

$$A_{ec}=\pi\cdot 5{,}134\cdot 11{,}013\cdot 0{,}9182=163{,}1\ \text{m}^2$$

$$\psi=\frac{163{,}1}{239{,}56}=0{,}6808.$$

Presiunile parțiale ale H_20 și $C0_2$ se calculează pentru presiunea totală egală cu presiunea normală atmosferică.

$$p_{H_2O}=p\frac{n_{H_2O}}{n_t}=1{,}0132\frac{0{,}125}{0{,}747}=0{,}16954\ \text{bar}$$

$$p_{CO_2}=1{,}0132\frac{0{,}0625}{0{,}747}=0{,}08477\ \text{bar};\ p_{H_2O}+p_{CO_2}=0{,}25431\ \text{bar}.$$

Pentru cuptoarele cilindrice cu H/D*=»2 se ia Z=D=5,582 m.

$$e_g=0{,}6344-0{,}00017\cdot 850+0{,}1886\cdot\ln(0{,}25431\cdot 5{,}582)=0{,}556$$

$$F=\frac{1}{1{,}111+\frac{0{,}444}{0{,}556}\cdot 0{,}6808}=0{,}60435.$$

Pentru a se afla temperatura medie a ecranului, se calculează **inițial** coeficientul de convecție interior (materie primă în fază gazoasă).

$$Re=\frac{d_t w\rho}{\mu}=1{,}2734\cdot 10^6$$

$$Nu=0{,}023\,Re^{0{,}8}Pr^{0{,}4}$$

$$Pr=\frac{C_p\mu}{\lambda}=\frac{3{,}912\cdot 10^3\cdot 20{,}37\cdot 10^{-6}}{0{,}2108}=0{,}378$$

$$Nu=0{,}023\cdot 76555\cdot 0{,}67764=1193{,}2$$

$$\alpha_i=\frac{Nu\,\lambda}{d_i}=\frac{1\,193{,}2\cdot 0{,}2108}{0{,}116}=2\,168\ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}$$

Temperatura peretelui la interior:

$$t_{pi}=t_{mp}+\frac{T_t d_e}{\alpha_i d_i}.$$

Temperatura medie a materiei prime £„„„=522,5°C
Tensiunea termică impusă $T_t=23\ 260\ W/m^2$

$$t_{pi}=522,5+\frac{23\,260\cdot 0,140}{2\,168\cdot 0,116}=535,4°C.$$

Temperatura medie a

$$t_e=t_{pi}+\frac{T_t d_e}{2\lambda_m}\ln\frac{d_c}{d_i}.$$

Conductivit

$$t_e=535,4+\frac{23\,260\cdot 0,140}{2\cdot 20}\ln\frac{0,140}{0,116}=551°C.$$

Tensiune

$$T_t=5,67\cdot 0,60435\cdot\frac{0,9182\cdot 1,8}{\pi}(11,23^4-8,24^4)+$$
$$+11,37(850-551)=23\,760\ W/m^2$$

(această valoare este numai cu 2,15% mai mare decît valoarea impusă și verificarea este acceptată).

Temperatura maximă a

$$T_{t,\,max}=C_1C_2C_3T_t.$$

ea termică maximă:

Coeficientul dependent de pasul și plasarea tuburilor *(s/d*$_e$—1,8; un șir la perete):

$$C_1=1,93$$

Coeficientul pentru distanta medie de flacără, corespunzător la *H/D ^2:*

$$C_2=1,25.$$

Coeficientul pentru influenta relativă a convectiei, corespunzător la *H/D^2:*

$$C_3=0,95$$
$$T_{t,\,max}=1,93\cdot 1,25\cdot 0,95\cdot 23\,260=53\,310\ W/m^2.$$

Coeficientul global de transfer de căldură între materia primă și suprafața exterioară a tuburilor:

$$k_e=\frac{1}{\frac{d_c}{\alpha_i d_i}+\frac{d_e}{2\lambda_m}\ln\frac{d_e}{d_i}}=\frac{1}{\frac{0,140}{2\,168\cdot 0,116}+\frac{0,140}{2\cdot 20}\ln\frac{0,140}{0,116}}=823\ W/m^2\,°C.$$

(s-a utilizat a pentru condițiile medii).

Temperatura maximă a ecranului:

$$t_{e,\,max}=t_{mp,\,max}+\frac{T_{t,max}}{k_e}=620+\frac{\quad}{823}=685\ °C.$$

Pentru această temperatură se recomandă otel aliat cu 18% Cr si
=» o Ni.

Bilanţul termic al secţiei de convecţie. S-a calculat anterior căldura pentru producerea aburului (căldura absorbită în secţia de con-:ie):

$$Q_c = 16{,}4 \cdot 10^6 \text{ kJ/h.}$$

Se citesc următoarele entalpii la presiunea absolută de 15 bar:

apă la temperatura de alimentare (100°C) $i_1 = 419{,}6$ kJ/kg;

apă la temperatura de fierbere (198°C) $i' = 844{,}6$ kJ/kg;

abur saturat uscat (produs de generator) $i, = 2\,792$ kJ/kg.

Debitul de abur produs:

$$m_{ab} = \frac{Q_c}{i_2 - i_1} = \frac{16{,}4 \cdot 10^6}{2\,792 - 419{,}6} = 6\,913 \text{ kg/h.}$$

Debitul recirculat prin vaporizator:

$$6 \cdot 6\,913 = 41\,478 \text{ kg/h.}$$

Căldura schi

$$Q_e = m_{ab}(i' - i_1) = 6\,913(844{,}6 - 419{,}6) =$$
$$= 2{,}938 \cdot 10^6 \text{ kJ/h} = 0{,}81611 \cdot 10^6 \text{ W.}$$

Căldura schimbată în vaporizator:

$$Q_v = m_{ab}(i_2 - i') = 6\,913(2\,792 - 844{,}6) =$$
$$= 13{,}462 \cdot 10^6 \text{ kJ/h} = 3{,}7394 \cdot 10^6 \text{ W.}$$

Pentru stabilirea temperaturii gazelor de ardere la trecerea din vapo-.:or în economizor, se face bilanţul termic al economizorului.

Entalpia gazelor de ardere la ieşirea din economizor.

$$i_{t_e} = 3\,929 \text{ kJ/kg comb.}$$

Căldura absorbită în economizor:

$$\frac{Q_e}{B} = \frac{2{,}938 \cdot 10^6}{1\,014} = 2\,897{,}4 \text{ kJ/kg comb.}$$

Pierde

$$0{,}003(H_i + i_{ac}) = 0{,}003(46\,890 + 221) = 141{,}3 \text{ kJ/kg comb.}$$

Entalpia gazelor de ardere la intrarea în economizor:

$$i = 3\,929 + 2\,897{,}4 + 141{,}3 = 6\,968 \text{ kJ/kg comb.}$$

$$t = \frac{i}{\sum(n_i C_{pi})} = \frac{6\,968}{0{,}0625 \cdot 42{,}12 + 0{,}125 \cdot 34{,}42 + 0{,}5408 \cdot 29{,}48 + 0{,}0187 \cdot 30{,}40} = 297°\text{C}$$

Temperatura gazelor de ardere la intrarea în economizor
•-.V. utilizat căldurile specifice pentru 300°C).

Dimensionarea economizorului. Pentru secţia de convecţie s-au impus tuburi cu $d_„ = 89$ mm, $d; = 81$ mm şi pasul $s_x = 133{,}5$ mm.

S-au admis dimensiunile interioare ale secției de convenție: lungimea 3,85 m și lățimea 2 m.

Avîndu-se în vedere problemele referitoare la susținerea tuburilor, serpentina va avea coturile (sudate) plasate în pereți, lungimea dreaptă a tuburilor fiind de 4,2 m.

Numărul de tuburi pe șir, pentru lățimea de 2 m admisă (același număr de tuburi pe toate șirurile; așezarea tuburilor în triunghi echilateral):

$$n=\frac{l}{s_1}-0{,}5=\frac{2}{0{,}1335}-0{,}5=14.$$

Calculul coeficientului de transfer de căldură prin radiația gazelor de ardere:

$$\alpha_{rg}=\alpha_{CO_2}+\alpha_{H_2O}$$

$$\alpha_{CO_2}=\frac{10{,}35\cdot e_c(p_{CO_2}\cdot l)^{0.4}}{t_g-t_e}\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{3.2}-\left(\frac{T_e}{100}\right)^{3.2}\left(\frac{T_g}{T_e}\right)^{0.65}\right]$$

$$\alpha_{H_2O}=\frac{e_c\,(46{,}52-84{,}9\cdot p_{H_2O}\cdot l)\cdot(p_{H_2O}\cdot l)^{0.8}}{t_g-t_e}\cdot\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{x}-\left(\frac{T_e}{100}\right)^{x}\right]$$

$$x=2{,}32+1{,}37(p_{H_2O}\cdot l)^{0{,}3333}$$

Coeficientul de emisie a ecranului $e_c=0{,}9$.

Presiunile parțiale ale $C0_2$ și H_20:

$$p_{CO_2}=0{,}08477 \text{ bar.}$$

$$p_{H_2O}=0{,}16954 \text{ bar.}$$

Temperatura $t_g=\frac{297+170}{2}=233{,}5°C;\ T_g=506{,}5$ K. zor:

$$\frac{100+198}{2}=149°C.$$

Temperatura medie a apei în economizor:

Temperatura medie a ecranului:

$$t_e\approx 149+\frac{1}{30}(233{,}5-149)=152°C;\ T_e=425 \text{ K.}$$

$$l=d_e\left[0{,}9924\left(\frac{s_1}{d_e}\right)^2-0{,}9\right]=0{,}089\left[0{,}9924\left(\frac{0{,}1335}{0{,}089}\right)^2-0{,}9\right]=0{,}11863 \text{ m}$$

$$\alpha_{CO_2}=\frac{10{,}35\cdot 0{,}9\,(0{,}08477\cdot 0{,}11863)^{0.4}}{233{,}5-152}\left[5{,}065^{3{,}2}-4{,}25^{3{,}2}\cdot\left(\frac{506{,}5}{425}\right)^{0{,}65}\right]=1{,}177 \text{ W/m}^2°C$$

$$x=2{,}32+1{,}37(0{,}16954\cdot 0{,}11863)^{0{,}3333}=2{,}6926$$

$$\alpha_{H_2O}=\frac{0{,}9\,(46{,}52-84{,}9\cdot 0{,}16954\cdot 0{,}11863)(0{,}16954\cdot 0{,}11863)^{0{,}8}}{233{,}5-152}\cdot(5{,}065^{2{,}6926}-$$

$$-4{,}25^{2{,}6926})=1{,}411 \text{ W/m}^2\,°C$$

$$\alpha_{rg}=1{,}177+1{,}411=2{,}588 \text{ W/m}^2\,°C.$$

Calculul coeficientului de convecţie pentru gazele de ardere se face BD relaţia:

$$\alpha_c = 0{,}292\beta \frac{\lambda}{\mu^{0,6}} \cdot \frac{(\rho w)^{0,6}}{d_e^{0,4}} \cdot$$

Pentru mai mult de 10 şiruri de tuburi p=1.
Secţiunea minimă de curgere:

$$3{,}85(2-14\cdot 0{,}089)=2{,}903 \text{ m}^2.$$

Viteza de masă (debitul masic specific) a gazelor de ardere în secţiunea minimă:

$$\rho w = \frac{21\,031}{3\,600 \cdot 2{,}903} = 2{,}0124 \text{ [kg/m}^2\cdot\text{s]}$$

La t_g=233,5°C gazele de ardere au:

$$\lambda = 0{,}04278 \text{ [W/m°C]}$$

$$\mu = 25{,}096 \cdot 10^{-6} \text{ [kg/m s]}$$

$$\alpha_c = 0{,}292 \cdot \frac{0{,}04278}{(25{,}096\cdot 10^{-6})^{0,6}} \cdot \frac{2{,}0124^{0,6}}{0{,}089^{0,4}} = 28{,}796 \text{ [W/m}^2\text{°C]}.$$

Calculul coeficientului de transfer de căldură prin radiaţia pereţilor:

$$\alpha_{rp} = \frac{\frac{A_{pereti\ interiori}}{A_{ecran}}}{\frac{1}{\alpha_e + \alpha_{rg}} + \frac{1}{0{,}227 \cdot e_p \left(\frac{T_e}{100}\right)^3}} \text{ [W/m}^2\text{ °C]}$$

Coeficientul de emisie a pereţilor e_p=0,95.
Se admite numărul şirurilor de tuburi 21.
A_{ecran}=21 • 14 • 7t • 0,089 • 3,85=316,48 m^2.
înălţimea ocupată de fascicul:

$$h=(n_s-1)\cdot s_2 + d_e = 20 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 0{,}1335 + 0{,}089 = 2{,}401 \text{ m}.$$

Apereft

$$\alpha_{rp} = \frac{\frac{18{,}488}{316{,}48}}{\frac{1}{28{,}796+2{,}588} + \frac{1}{0{,}227\cdot 0{,}95\cdot 4{,}25^3}} = 0{,}633 \left[\frac{W}{m^2\,°C}\right]$$

Co"f"j"ca"tnl cflnhnl ⇔ trancfp-r HP răldirră-

Calculul diferenţei me

$$k_e \approx \alpha_e = \alpha_c + \alpha_{rp} + \quad 297 \longrightarrow 170 \quad 633 = 32{,}017 \left[\frac{W}{m^2\,°C}\right]$$

$$\Delta t = \frac{198 \quad 100}{99 \quad 70}$$

$$N \cdot \ln \frac{1}{1 + \frac{\Delta t_{int}}{\Delta t_{ext}} \cdot \ln \frac{\Delta t_{int} - \Delta t_{ext}}{\Delta t_{int} - \Delta t_{ext}(\Delta t_{cr}/\Delta t_{ce})^{1/N}}}$$

Diferența de temperatura la capătul rece al sistemului

$$\Delta t_{cr}=70°C.$$

Diferența de temperatură la capătul cald al sistemului:

$$\Delta t_{cc}=99°C.$$

Diferența de temperatură pentru fluidul din interiorul tuburilor: $At_{int}=198-100=98°C$.

Diferența de temperatură pentru fluidul din exteriorul tuburilor: $At_{ext}=297-170=127°C$.

Numărul de încrucișări: $7V=n_s=21$.

$$\Delta t=\frac{\pm 98}{21\cdot\ln\dfrac{1}{1+\dfrac{98}{127}\cdot\ln\dfrac{98-127}{98-127\,(70/99)^{1/21}}}}=83{,}6[°C].$$

Aria de transfer de căldură necesară:

$$A_e=\frac{Q_e}{k_e\Delta t}=\frac{816\,110}{32{,}017\cdot 83{,}6}=304{,}9\ m^2.$$

Numărul de șiruri de tuburi:

$$n_s=\frac{304{,}9}{14\cdot\pi\cdot 0{,}089\cdot 3{,}85}=20{,}23\approx 21$$

(s-a verificat presupunerea făcută)

Tensiunea termică în economizor:

$$T_t=\frac{Q_e}{A_e}=\frac{816\,110}{316{,}48}=2\,579\left[\frac{W}{m^2}\right]$$

Dimensionarea vaporizatorului. In vaporizator se utilizează aceleași tuburi și același mod de așezare a acestora, ca și în economizor.

Calculul vaporizatorului este asemănător cu cel al economizorului.

Temperatura medie a gazelor de ardere în vaporizator:

$$t_g=\frac{820+297}{2}=558{,}5°C;\ T_g=831{,}5\ K$$

în vaporizator are loc vaporizarea apei la temperatura constantă de 198°C.

Temperatura medie a ecranului:

$$t_e\approx 198+\frac{1}{30}(558{,}5-198)=210°C;\ T_e=483\ K$$

$$\alpha_{CO_2}=\frac{10{,}35\cdot 0{,}9\,(0{,}08477\cdot 0{,}11863)^{0{,}4}}{558{,}5-210}\left[8{,}315^{3{,}2}-4{,}83^{3{,}2}\left(\frac{831{,}5}{483}\right)^{0{,}65}\right]=$$

$$=2{,}795\ W/m^2\,°C.$$

$$\alpha_{H_2O}=\frac{0{,}9\,(46{,}52-84{,}9\cdot 0{,}16954\cdot 0{,}11863)\cdot(0{,}16954\cdot 0{,}11863)^{0{,}6}}{558{,}5-210}\cdot$$

$$\cdot(8{,}315^{2{,}6926}-4{,}83^{2{,}6926})=2{,}558\ W/m^2\,°C.$$

$$\alpha_{rg}=2{,}795+2{,}558=5{,}353\ W/m^2\,°C$$

r_i=558,5°C gazele de ardere au:

$$\lambda=0{,}07053 \text{ W/m °C}$$

$$\mu=35{,}7\cdot10^{-6} \text{ kg/m s}$$

$$\alpha_c=0{,}292\frac{0{,}07053}{(35{,}7\cdot10^{-6})^{0.6}}\cdot\frac{2{,}0124^{0.6}}{0{,}089^{0.4}}=38{,}426 \text{ W/m}^2\text{ °C}.$$

Se admite numărul şirurilor de tuburi 20.

=301,4 m^2; /i==2,286 m

• -7tTttilaterali=l7fi m^2

$$\alpha_{rp}=\frac{\frac{17{,}6}{301{,}4}}{\frac{1}{38.426+5.353}+\frac{1}{0.227\cdot0.95\cdot4.83^3}}=0{,}912 \text{ W/m}^2\text{ °C}$$

. :eficientul global de transfer de căldură:

$$k_e\approx\alpha_e=38{,}426+5{,}353+0{,}912=44{,}691 \text{ W/m}^2\text{ °C}.$$

ilul diferenţei medii de temperatură:

620 ⟶ 297

198 ⟵ 198

622 99

$$\Delta t=\Delta t_c=\frac{622-99}{\ln\frac{622}{99}}=284{,}6°C$$

i că un fluid are temperatură constantă).

:a de transfer de căldură necesară:

$$A_e'=\frac{Q_v}{k_e\Delta_t}=\frac{3{,}7394\cdot10^6}{44{,}691\cdot284{,}6}=294 \text{ m}^2$$

nărui de şiruri de tuburi:

$$n_s=\frac{294}{14\cdot\pi\cdot0.089\cdot3.85}=19{,}51\approx20.$$

rificat presupunerea făcută).

Tensiunea termică în vaporizator:

$$T_t=\frac{Q_v}{A_e}=\frac{3{,}7394\cdot10^6}{301{,}4}=12\,407\left[\frac{W}{m^2}\right]$$

Căderile de presiune pe circuitul apă-abur. Calculul căderii de pre-

E **zre** a apei în economizor.

La temperatura medie de 149°C apa are:

$$\rho=917{,}85 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu=187{,}8\cdot10^{-6} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

.itul volumic de apă:

$$V=\frac{6\,913}{3\,600\cdot917{,}85}=0{,}002092 \text{ m}^3/\text{s}$$

Viteza apei în tuburi (un singur circuit):

$$w=\frac{V4}{\pi d_i^2}=\frac{0{,}002092\cdot 4}{\pi\, 0{,}081^2}=0{,}406\ \text{m/s}$$

(această viteză este relativ mică, dar nu se poate majora pentru că diametrul tubului este impus).

Lungimea echivalentă a serpentinei:

$$L_e=n_t(L_t+50d_i)=21\cdot 14(4{,}2+50\cdot 0{,}081)=2425{,}5\ \text{m}$$

$$Re=\frac{d_i w\rho}{\mu}=\frac{0{,}081\cdot 0{,}406\cdot 917{,}85}{187{,}8\cdot 10^{-6}}=160\,726$$

Pentru $Re>10^5$:

$$f=\frac{0{,}1694}{Re^{0.164}}=\frac{0{,}1694}{160\,726^{0.164}}=0{,}02372$$

$$\Delta p=f\frac{\rho w^2}{2}\cdot\frac{L_e}{d_i}=\frac{0{,}02372\cdot 917{,}85\cdot 0{,}406^2\cdot 2425{,}5}{2\cdot 0{,}081}=53\,731\ \text{N/m}^2\approx 0{,}54\ \text{bar}.$$

Calculul căderii de presiune a amestecului apă-abur în vaporizator se face prin metoda clasică, utilizîndu-se p şi *w* pentru amestec în condiţii medii şi |ii pentru lichid.

Se citesc la 15 bar (198°C):

pentru apă ^=0,0011539 nT/kg; u/=136,48-10-^{6} f — î

pentru abur #„=0,1317 m^3/kg

Debitul recirculat prin vaporizator: 41 478 kg/h

Debitul de vapori în condiţii medii:

$$\frac{41\,478}{6\cdot 2}=3\,456{,}5\ \text{kg/h}$$

Debitul de lichid în condiţii medii:

$$41\,478-3\,456{,}5=38\,021{,}5\ \text{kg/h}$$

$$\rho_a=\frac{m_l+m_v}{m_l v_l+m_v v_v}=\frac{41\,478}{38\,021{,}5\cdot 0{,}0011539+3\,456{,}5\cdot 0{,}1317}=83{,}107\ \text{kg/m}^3$$

$$V_a=\frac{41\,478}{3\,600\cdot 83{,}107}=0{,}13864\ \text{m}^3/\text{s}.$$

Numărul de tuburi pe şir fiind egal cu 14, se admit 7 circuite în paralel, distribuitorul de apă fiind de construcţie simplă.

$$w_a=\frac{0{,}13864\cdot 4}{7\cdot\pi\cdot 0{,}081^2}=3{,}8435\ \text{m/s (acceptabilă)}$$

Lungimea echivalentă a unui circuit

$$L_e=\frac{20\cdot 14}{7}(4{,}2+50\cdot 0{,}081)=330\ \text{m}$$

$$\text{Re}=\frac{d_i w_a\rho_a}{\mu_l}=\frac{0{,}081\cdot 3{,}8435\cdot 83{,}107}{136{,}48\cdot 10^{-6}}=189\,575$$

$$f=\frac{0{,}1694}{189\,575^{0.164}}=0{,}023086$$

$$\Delta p=\frac{0{,}023086\cdot 83{,}107\cdot 3{,}8435^2\cdot 330}{2\cdot 0{,}081}=57\,735\ \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\approx 0{,}58\ \text{bar}$$

Dfanensionarea separatorului de apă-abur. Debitul specific de vapori, ..'. pe unitatea de volum de spaţiu de vapori:

$$m_{vs}=0{,}636\ \rho_v\left(16\,000\frac{\sigma}{\rho_l-\rho_v}\right)^{0.5}\ [\mathrm{kg/m^3\cdot s}]$$

.~ia se aplică în unităţile fundamentale S.I.).

Pentru presiunea de 15 bar, la saturaţie:

: =366,63 kg/m^3; p^=7,593 kg/m^3; 'G=0,03796 N/m (tensiunea super-

$$m_{vs}=0{,}636\cdot 7{,}593\left(16\,000\frac{0{,}03796}{866{,}63-7{,}593}\right)^{0.5}=4{,}0606\ \mathrm{kg/m^3\cdot s}.$$

ia secţiunii verticale a spaţiului de vapori, necesară:

$$S=\frac{m_v}{m_{vs}L}$$

)itul masic de vapori care părăsesc separatorul:

$$m_v=6\,913\ \mathrm{kg/h}=1{,}9203\ \mathrm{kg/s}.$$

Se admite diametrul interior al separatorului:

Dj='0,8 m.

ia raportul dintre înălţimea spaţiului de vapori şi diametru:

$$\frac{H_v}{D_i}=0{,}45.$$

Aria segmentului de cerc, corespunzător spaţiului de vapori:

$$S=CD_i^2;\ C=f\left(\frac{H_v}{D_i}\right)=0{,}34278$$

$$S=0{,}34278\cdot 0{,}8^2=0{,}21938\ \mathrm{m^2}.$$

relaţia anterioară, rezultă lungimea necesară a separatorului:

$$L=\frac{m_v}{m_{vs}S}=\frac{1{,}9203}{4{,}0606\cdot 0{,}21938}=2{,}156\ \mathrm{m\ (acceptabilă)}.$$

Separatorul se plasează suspendat, în zona secţiei de convecţie a cuptorului.

Dimensionarea pompei de alimentare este dependentă de circuitul apei le alimentare, care provine de la staţia de demineralizare şi degazare pei.

Legătura de la economizor la separator se poate face printr-o conductă : • acelaşi diametru utilizat şi la tuburile economizorului (un singur cir- - în economizor), deci dj=81 mm.

Diametrul conductei de abur evacuat din separator se stabileşte pen- viteză de /-~20 m/s.

Debitul volumic de abur:

$$\frac{1{,}9203}{7{,}593}=0{,}2529\ \mathrm{m^3/s}.$$

Se alege conducta cu d_s=141,3 mm şi di=123,8 mm.

Viteza corespunzătoare a aburului:

$$\frac{0{,}2529 \cdot 4}{\pi \cdot 0{,}1238^2} = 21{,}01 \text{ m/s.}$$

Diametrul conductei de apă recirculată se stabileşte pentru o vite; de ordinul 1 ... 1,5 m/s.

Debitul volumic de apă recirculată:

$$\frac{41\,478}{3\,600 \cdot 866{,}63} = 0{,}013295 \text{ m}^3\text{/s.}$$

Se alege conducta cu d_e=141,3 mm şi dj=123,8 mm.

Viteza corespunzătoare a apei recirculate:

$$\frac{0{,}013295 \cdot 4}{\pi 0{,}1238^2} = 1{,}104 \text{ m/s.}$$

Diametrul conductei de amestec apă-abur, care face legătura între va porizator şi separator, se stabileşte pentru o viteză de ordinul 15 m/s.

Densitatea amestecului la ieşirea din vaporizator:

$$\rho_a = \frac{m_l + m_v}{\frac{m_l}{\rho_l} + \frac{m_v}{\rho_v}} = \frac{41\,478}{\frac{41\,478 - 6\,913}{866{,}63} + \frac{6\,913}{7{,}593}} = 43{,}646 \text{ kg/m}^3.$$

Debitul volumic de amestec:

$$\frac{41\,478}{3\,600 \cdot 43{,}646} = 0{,}26398 \text{ m}^3\text{/s.}$$

Se alege conducta cu <i_e=168,3 mm şi ^=149,3 mm.

Viteza corespunzătoare a amestecului:

$$\frac{0{,}26398 \cdot 4}{\pi \cdot 0{,}1493^2} = 15{,}08 \text{ m/s.}$$

Distribuitorul şi colectorul vaporizatorului se pot realiza din aceleaşi ţevi ca şi conductele de legătură corespunzătoare.

Pompa de recirculare se plasează îa sol. Ea este o pompă caldă, care lucrează la 198°C, înecată.

Căderea de presiune totală pe circuitul de recirculare prin vaporizator s-ar putea calcula numai după stabilirea amplasării exacte a legăturilor corespunzătoare. Pentru o distribuţie mai uniformă a apei recirculate, la circuitele în paralel ale vaporizatorului, se obişnuieşte să se introducă reducţii la intrarea în fiecare circuit, reducţii care dau căderi de presiune importante.

Se admite o cădere de presiune totală, acoperitoare, pe circuitul de recirculare prin vaporizator, de 5 bar.

Debitul volumic al pompei de recirculare:

$$V = 0{,}013295 \text{ m}^3\text{/s.}$$

Puterea consumată de pon[illegible]lare:

$$P = \frac{V \Delta p}{\eta}$$

Se admite randamentul global al pompei:

$$\eta = 0{,}68.$$

_:ezultă puterea consumată de pompă:

$$P = \frac{0{,}013295 \cdot 5 \cdot 10^5}{0{,}68} = 9\,776 \text{ W} \approx 10 \text{ kW}.$$

itru ca dimensionarea tehnologică a cuptorului să fie completă, tre-
:-ie să se mai calculeze căderile de presiune pe circuitul gazelor de ar-
-i să se dimensioneze coşul. Aceste calcule nu sînt prezentate, pen-
rj că ele nu comportă aspecte deosebite. Se redau totuşi cîteva date nece-
^re ia efectuarea acestor calcule.

Căderea de presiune a aerului la arzătoare (în registrele de aer) poate a::rnisă 30—50 N/m^2. Căderile de presiune pentru gazele de ardere în iporizator şi economizor rezultă acceptabile, viteza gazelor în secţiunea ia fiind 5 şi respectiv 3 m/s.

Se poate admite diametrul interior al coşului 1,1 m, pentru care re-
.'.'.:- viteza gazelor în coş de ordinul 8 m/s.

Distanţa de la podeaua secţiei de radiaţie la sol poate fi 2,4 m. In «ecţia de convecţie se lasă libere 3 spaţii cu înălţimi de cîte 0,8 m (înainte i vaporizator, între vaporizator şi economizor şi după economizor), re-
J înălţimea secţiei de convecţie 7,087 m.

Coşul se racordează la secţia de convecţie printr-un trunchi de con, si diametrul mare egal cu lăţimea secţiei de convecţie şi cu unghiul de
:•-"."ergenţă 30° (înălţimea acestui trunchi de con 1,679 m).

Considerîndu-se registrul de gaze arse numai 50% deschis, rezultă un **iraj** necesar la baza coşului de aproximativ 40 N/m^2 şi o înălţime a coşu-
e 15 m.

Anexa 11.

PARTICULARITĂŢILE CUPTOARELOR CU PEREŢI RADIANŢI

Cuptoarele cu pereţi radianţi şi cu două şiruri de tuburi plasate central se utilizează atunci cînd se urmăresc tensiuni termice mari în secţia ie radiaţie, deci în special în instalaţiile de piroliză (de etan, propan,
nă etc).

Actualele cuptoare de piroliză a gazelor sau benzinei au tuburile din
-r_*ia de radiaţie plasate vertical, pe două şiruri decalate. Secţia de convecţie este deplasată faţă de secţia de radiaţie, astfel încît plafonul secţiei de radiaţie să permită amplasarea sistemului de susţinere a tuburilor
adiaţie.

In continuare, se prezintă cîteva date constructiv-funcţionale pentru
-::el de cuptoare:

— pasul tuburilor are valoarea aproximativă $s = 3d_e$;

— distanţa de la pereţii laterali radianţi la tuburi este de aproximă-
ri-.' 1,5 m;

— gradul de ecranare are valori foarte mici, de ordinul ty=0,25;

— tensiunea volumetrică are valori asemănătoare cu cele întîlnite 1 cuptoarele cu pereți ecranați;

— viteza de masă a amestecului din tuburi este cuprinsă între 110 ţ 140 kg/m^{2}s;

— viteza liniară medie a amestecului este de 100—200 m/s, iar ce; finală de 200—300 m/s (inferioară vitezei sunetului);

— se lucrează în majoritatea cazurilor cu patru circuite în parale] obținindu-se timpi de ședere în secția de radiație sub 1 s;

— temperatura gazelor de ardere la prag este de ordinul !l 000—1 100°C;

— tensiunea termică din secția de radiație este de ordinul 50 000—70 000 W/m^2;

— temperatura medie a ecranului este cu 100 ... 150^ mai mare decît temperatura medie a materiei prime din secția de radiație, ea depinzînd de valoarea coeficientului de convecție interior, cît și de grosimea medie a stratului de cocs depus în interiorul tuburilor.

Verificarea tensiunii termice din secția de radiație a cuptoarelor de piroliză se face după metodica prezentată anterior.

Pentru că la cuptoarele cu pereți radianți gradul de ecranare are valori foarte mici, se recomandă ca *F* să se calculeze cu relația (4.20).

In prezent se utilizează frecvent pereți radianți pe care sînt distribuite uniform multe arzătoare de capacități mici, plasate perpendicular pe perete. Aceste arzătoare funcționează cu combustibil gazos și își aspiră întregul debit de aer necesar. în fața difuzoarelor arzătoarelor există niște discuri care proiectează amestecul combustibil lateral, în jurul difuzoarelor. Arderea decurge pe suprafața peretelui, iar acesta devine incandescent, radiind puternic. Prin reglarea corespunzătoare a șirurilor verticale de arzătoare, se pot obține variații ale tensiunii termice, pe diversele zone ale serpentinei.

In literatura sovietică sînt prezentate cuptoare de piroliză cu arzătoare fără flacăra, de tipul celui redat în fig. 4.7.c. Pereții radianți sînt alcătuiți din numeroase panouri radiante, fiecare panou corespunzînd unui arzător. In tabelul A.23 sînt prezentate cîteva tipuri de astfel de panouri radiante.

TABELUL A.23

Tipuri de panouri radiante (pătrate cu latura 500 mm)

Sarcină termică, [W]	Debit metan, [kg/h]	Număr și așezare orificii	Pas orificii, [mm]	Diametru minim orificii [mm]
40 700	2,93	100 pătrat	50	4
69 800	5,02	169 pătrat	38,5	4
98 900	7,11	100 pătrat	50	6
162 800	11,71	100 pătrat	50	8
232 600	16,73	100 pătrat	50	10
279 100	20,07	169 pătrat	38,5	8
372 200	26,77	169 pătrat	38,5	10
441 900	31,78	196 pătrat	35,7	10
697 800	50,18	313 triunghi	38,5	10
814 100	58,54	365 pătrat	35,7	10

îste cuptoare sînt prevăzute cu tuburi orizontale, pasul tuburilor '._-:". aproximativ $s=2d_e$. Distanța dintre pereții radianți și tuburi are o ' :-.*rc* în jurul a 1 m. Se obțin astfel, un grad de ecranare de ordinul 4>= 5 și o tensiune volumetrică foarte mare (în jurul a 150 000 W/m^3). :oda lui Bahșiian pentru dimensionarea secției de radiație a cup- : erelor cu pereți radianți, de tipul celor amintite, metodă întîlnită în lite- sovietică, conține o serie de aproximații și ipoteze simplificatoare, ~*s*~.*e* foarte laborioasă și necesită pentru aplicare diverse tabele și grafice specifice.

astfel de cazuri, pentru verificarea tensiunii termice din secția de radiație se poate utiliza metodica expusă anterior, cu următoarea observație: tensiunea volumetrică fiind mult mai mare decît în cazurile obiș- . pentru temperatura medie din focar trebuie luată o valoare cu O ... 150°C mai mare decît temperatura gazelor de ardere la prag.

Exemplu de dimensionare a secției de radiație a unui cuptor cu pereți radianți. Dimensionarea secției de radiație a cuptorului de piroliză a unui amestec de etan și propan, cunoscîndu-se următoarele date:

— debitul materiei prime 10 800 kg/h;
— masa moleculară medie a materiei prime 35,8;
— debitul de abur adăugat materiei prime 5 600 kg/h;
— condițiile de intrare în secția de radiație 600°C, 4,5 bar;
— — condițiile de ieșire din secția de radiație 840°C, 2 bar;
— masa moleculară medie a amestecului evacuat 23,4;
— temperatura gazelor de ardere la prag 1 050°C;
— fluxul termic absorbit în secția de radiație 9,5-IO^6 W;
— combustibilul utilizat este asimilat cu metanul, iar amestecul com- ibil are 0°C.

Admițîndu-se că arderea decurge cu a=1,1, se calculează produsele :'? ardere și apoi entalpia acestora la £$_p$=1 050°C. Se obține i_p= =25 919 kJ/kg comb.

Admițîndu-se că prin pereții secției de radiație se pierd 3o/$_0$ din căl- . dezvoltată prin ardere, se calculează debitul de combustibil:

$$B=\frac{\partial_r}{H_i(1-0{,}03)-i_p}=\frac{9{,}5\cdot 10^6\cdot 3\,600}{1\,000\,(50\,060\cdot 0{,}97-25\,919)}=1\,511\ \text{kg/h}$$

Fluxul termic dezvoltat prin ardere:

$$Q=BH_i=1\,511\cdot 50\,060=75{,}64\cdot 10^6\ \text{kJ/h}=21{,}01\cdot 10^6\ \text{W}$$

Datele constructive și cele funcționale ale cuptorului corespund unui :az real.

Se iau tuburi cu d$_e$=123 mm, ^=105 mm și $s=3d_e$, așezarea tuburilor făcîndu-se în triunghi.

Se admite viteza de masă pw—130 kg/m^2-s.

Numărul de circuite în paralel:

$$\frac{(10\,800+5\,600)\cdot 4}{\quad}=4$$

Debitul volumic la intrare:

$$\frac{10\,800}{35{,}8}+\frac{5\,600}{18}=612{,}79\ \text{kgmol/h}$$

$$612{,}79\cdot 22{,}4\cdot\frac{600+273}{273}\cdot\frac{1{,}01325}{4{,}5}=9\,883{,}6\ \text{m}^3\text{/h}$$

Debitul volumic la ieșire:

$$\frac{10\,800+5\,600}{23,4}=700,85 \text{ kgmol/h}$$

$$700,85\cdot 22,4\cdot \frac{840+273}{273}\cdot \frac{1,01325}{2}=32\,426 \text{ m}^3/\text{h}$$

Debitul volumic mediu:

$$\frac{9\,883,6+32\,426}{2\cdot 3\,600}=5,8763 \text{ m}^3/\text{s}$$

Viteza liniară medie:

$$\frac{5,8763\cdot 4}{4\cdot \pi\cdot 0,105^2}=169,7 \text{ m/s}$$

Viteza liniară la ieșire:

$$\frac{32\,426\cdot 4}{3\,600\cdot 4\cdot \pi\cdot 0,105^2}=260,1 \text{ m/s (acceptabilă)}$$

Se admite tensiunea termică $T_t=60\,000$ W/m^2.
Aria de transfer de căldură necesară:

$$A_r=\frac{Q_r}{T_t}=\frac{9,5\cdot 10^6}{60\,000}=158,3 \text{ m}^2$$

Se ia porțiunea dreaptă a tuburilor 6,65 m.
Lungimea unui cot de 180°:

$$\frac{\pi s}{2}=\frac{\pi\cdot 3\cdot 0,123}{2}=0,58 \text{ m}$$

Numărul necesar de tuburi (coturile sînt interioare):

$$\frac{158,3}{\pi\cdot 0,123\,(6,65+0,58)}\approx 56 \text{ (cîte 14 pe circuit)}$$

$$\frac{14\,(6,65+0,58)}{169,7}=0,596 \text{ s (acceptabil)}$$

Înălțimea ocupată de tuburi:

$$6,65+s+d_e=6,65+4\cdot 0,123=7,14 \text{ m.}$$

Se ia înălțimea secției de radiație 8 m. Pe un perete lateral, se lasă deschiderea pentru evacuarea gazelor de ardere către secția de convecție, această deschidere avînd înălțimea de 1 m.
Lungimea ocupată de tuburi:

$$(2\cdot 14-1)s+d_e=27\cdot 3\cdot 0,123+0,123=10,09 \text{ m}$$

Se iau lungimea secției de radiație 12,2 m și lățimea secției de radiație 3,2 m (fig. A.23).
Volumul camerei de radiație:

$$V=8\cdot 12,2\cdot 3,2=312,3 \text{ m}^3.$$

Tensiunea volu

$$T_V=\frac{Q}{V}=\frac{21,01\cdot 10^6}{312,3}=67\,275 \text{ W/m}^3$$

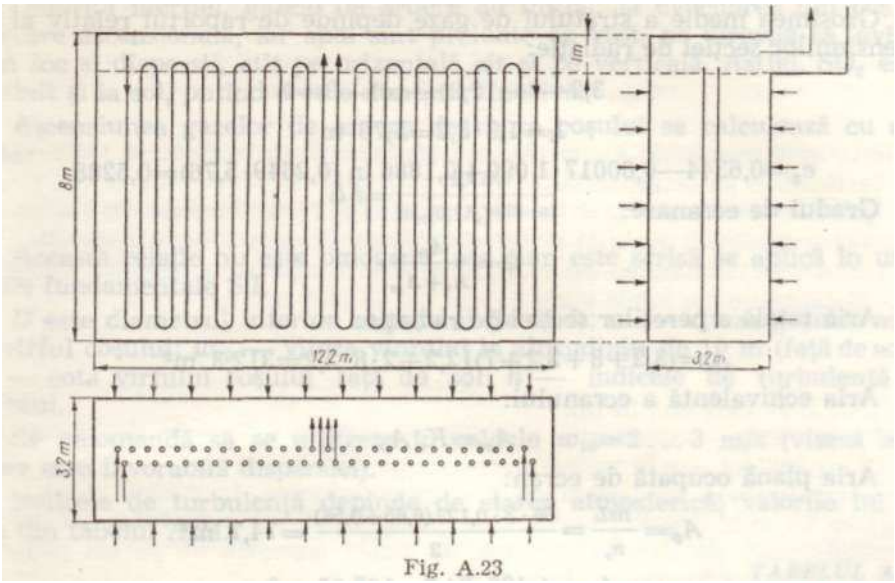


Fig. A.23

Verificarea tensiunii termice admise se face cu relația:

$$T_t = \sigma F \frac{K_r s}{\pi d_e n_s} (T_{mf}^4 - Te^4) + \alpha_c (t_{mf} - t_e)$$

Pentru coeficientul de convectie se ia valoarea medie constantă a, = =11,37 W/m^2 °C.

Se admite temperatura medie a ecranului mai mare cu 130°C decît temperatura medie a materiei prime:

$$t_e = \frac{600+840}{2} + 130 = 850°C;\ T_e = 1\,123\ K$$

Se admite temperatura medie din focar mai mare cu 40°C decît temperatura gazelor de ardere la prag:

$$t_{mf} = 1\,050 + 40 = 1\,090°C;\ T_{mf} = 1\,363\ K.$$

Coeficientul relativ de radiație pentru două șiruri de tuburi decalate, nlasate central:

$$K_r = 4x - 2x^2$$

$$x = 1 - \frac{d_e}{s}\left[\sqrt{\left(\frac{s}{d_e}\right)^2 - 1} - \text{arc tg}\sqrt{\left(\frac{s}{d_e}\right)^2 - 1}\right]$$

(arc tg se exprima in radiani; $s/d_e = 3$)

$$x = 1 - \frac{1}{3}(\sqrt{8} - \text{arc tg}\sqrt{8}) = 0,4675$$

$$K_r = 4 \cdot 0,4675 - 2 \cdot 0,4675^2 = 1,433$$

Coeficientul de emisie a gazelor:

$$e_g = 0,6344 - 0,00017\, t_{mf} + 0,1886 \ln[(p_{CO_2} + p_{H_2O})l]$$

Din calculul procesului de ardere (presiunea totală se ia egală cu presiunea normală atmosferică) rezultă:

$$p_{CO_2} + p_{H_2O} = 0,0883 + 0,1766 = 0,2649 \text{ bar.}$$

Grosimea medie a stratului de gaze depinde de raportul relativ al dimensiunilor secţiei de radiaţie:

$$3{,}2—8—12{,}2 \longrightarrow 1—3—4$$

$$l_l=1{,}8\cdot 3{,}2=5{,}76 \text{ m}$$

$$e_g=0{,}6344—0{,}00017\cdot 1\,090+0{,}1886 \ln (0{,}2649\cdot 5{,}76)=0{,}5288$$

Gradul de ecranare:

$$\psi=\frac{A_{ee}}{A_t+A_{ee}}.$$

Aria totală a pereţilor secţiei de radiaţie:

$$A_t=(3{,}2+8+3{,}2+7)12{,}2+2\cdot 8\cdot 3{,}2=312{,}3 \text{ m}^2.$$

Aria echivalentă a ecranului $A_{ee}=K_r A_p$.

$$A_p=\frac{nsL}{n_s}=\frac{56\cdot 3\cdot 0{,}123\,(6{,}65+0{,}58)}{2}=74{,}7 \text{ m}^2$$

Aria plană $A_{ee}=1{,}433\cdot 74{,}7=107{,}05 \text{ m}^2$

$$\psi=\frac{107{,}05}{312{,}3+107{,}05}=0{,}2553.$$

$$F=\frac{1}{0{,}111+\dfrac{7\psi(1-e_g)+e_g(5+3\psi)}{7e_g(1-e_g)+e_g^2(5+3\psi)}}=\frac{1}{0{,}111+\dfrac{7\cdot 0{,}2553\cdot 0{,}4712+0{,}5288\,(5+3\cdot 0{,}2553)}{7\cdot 0{,}5288\cdot 0{,}4712+0{,}5288^2(5+3\cdot 0{,}2553)}}=$$

$$=0{,}7872$$

$$T_t=5{,}67\cdot 0{,}7872\cdot\frac{1{,}433\cdot 3}{\pi\cdot 2}(13{,}63^4—11{,}23^4)+11{,}37(1\,090—850)=$$

$$=56\,829+2\,729=59\,558 \text{ W/m}^2.$$

Tensiunea termică admisă (60 000 W/m^2) s-a verificat, deci ea este corectă.

Anexa 12.

CALCULUL DISPERSIEI SQ_2 DIN GAZELE DE COŞ

Arderea combustibililor în cuptoare este obişnuit completă şi deci în gazele de ardere nu apare CO. In cazul utilizării unor combustibili care conţin S, în gazele de ardere este prezent SOo, care constituie noxa principală a gazelor de coş.

Datorită inerţiei, gazele de ardere au iniţial, la evacuarea din coş, o mişcare ascensională, iar apoi sînt preluate de vînt, pe direcţia sa, avînd însă loc şi dispersii, atît pe orizontală cit şi pe verticală. Astfel, SO_2 este kttilnit şi la sol, puţind crea o atmosferă nocivă.

Ascensiunea gazelor de ardere deasupra coşului se calculează cu relaţia:

$$\Delta h = \frac{1{,}9Dw}{w_{10}(0{,}1h_c)^{n/(2-n)}}$$

Această relaţie nu este omogenă; aşa cum este scrisă se aplică în unităţile fundamentale S.I.

D este diametrul interior al coşului (la vîrf); w — viteza gazelor arse la vîrful coşului; iv_{i0} — viteza vîntului la altitudinea de 10 m (faţă de sol); k, — cota vîrf ului coşului faţă de sol; n — indicele de turbulenţă a aerului.

Se recomandă să se utilizeze în calcule $w_{10}=2 \ldots 3$ m/s (viteza mai mare este favorabilă dispersiei).

Indicele de turbulenţă depinde de starea atmosferică; valorile lui se iau din tabelul A.24.

TABELUL A.24

Indicele de turbulenţă şi coeficienţii de difuziune turbionară ai atmosferei

Starea atmosferei	Indicele de turbulenţă n	Coeficienţii de difuziune turbionară, $C_0=C_v$			
		h_d=25 m	50 m	75 m	100 m
Stare instabilă	0,20	0,21	0,17	0,16	0,12
Stare stabilă	0,25	0,12	0,10	0,09	0,07
Inversiune moderată	0,33	0,08	0,06	0,05	0,04
Inversiune puternică	0,50	0,05	0,05	0,04	0,03

Starea instabilă se referă la o scădere accentuată a temperaturii cu altitudinea (>1°C/100 m), deci la curenţi ascendenţi puternici, care favorizează dispersia. Inversiunea se referă la o creştere a temperaturii cu altitudinea, deci la lipsa unor curenţi ascendenţi (răcirea solului în nopţile senine).

Se recomandă să se utilizeze în calcule n=0,25 care corespunde stării stabile a atmosferei.

Altitudinea la care începe dispersia are valoarea:

$$h_d = h_c + \Delta h.$$

Debitul de SO_2 evacuat prin gazele de coş se calculează cu relaţia (omogenă):

$$m_{SO_2} = \frac{M_{SO_2}}{M_S} Bs = 2Bs$$

în care B este debitul masie de combustibil şi s fracţia masică a sulfului existent în combustibil.

Relațiile lui Sutton. Concentrația maximă de SG\> în aer, la sol, are valoarea:

$$C_{max} = \frac{0{,}2342 m_{SO_2} C_v}{w_{10} h_d^2 C_o} [\text{kgSO}_2/\text{m}^3 \text{ aer}]$$

(relația este omogenă; C_v și C_0 sînt coeficienții de difuziune turbionară, pe verticală și pe orizontală).

Valorile lui C_v și C_0, se iau din tabelul A.24, în funcție de starea atmosferică (obișnuit stabilă) și de altitudinea la care începe dispersia.

Concentrația maximă de SO» la sol este întîlnită pe direcția vîntului, la o distanță de coș egală cu:

$$x_{max} = \left(\frac{h_d}{C_o}\right)^{\frac{2}{2-n}}$$

(h_d și x_{max} se exprimă în m).

Pentru $S0_2$, concentrația maximă admisibilă în zonele de lucru este de 10 mg/m^3 aer, iar în zonele protejate de 0,25 mg/m^3 aer.

Imaginîndu-se un sistem de axe de coordonate, în planul solului, cu originea în axul coșului, axa x fiind luată pe direcția vîntului, iar axa y perpendiculară pe această direcție, un punct oarecare de pe sol poate fi definit prin coordonatele sale x și y.

Concentrația de $S0_2$ la sol, într-un punct oarecare de coordonate x și y (x numai pozitiv), se află cu relația:

$$C = \frac{0{,}6366 m_{SO_2}}{w_{10} C_o C_v x^{2-n}} \exp\left[-\left(\frac{y^2}{C_o^2 x^{2-n}} + \frac{h_d^2}{C_v^2 x^{2-n}}\right)\right] \left[\frac{\text{kgSO}_2}{\text{m}^3 \text{aer}}\right]$$

(relația nu este omogenă; așa cum este scrisă se aplică în unitățile fundamentale S.I.).

Relațiile Bosanquet-Pearson:

$$C_{max} = \frac{0{,}216 m_{SO_2} p_v}{w_{10} h_d^2 p_o} [\text{kgSO}_2/\text{m}^3 \text{ aer}]$$

Coeficienții de difuziune turbionară, pe verticală și pe orizontală, au următoarele valori:

— turbulență slabă $p_{i;}=0{,}02$; $p_0=0{,}04$;
— turbulență medie $p_{„}=0{,}05$; $p_0=0{,}08$;
— turbulență puternică $p_{„}=0{,}10$; $p_0=0{,}16$;

(obișnuit se utilizează valorile pentru turbulență medie).

$$x_{max} = \frac{h_d}{2p_v}$$

$$C = \frac{0{,}3989 m_{SO_2}}{w_{10} x^2 p_v p_o} \exp\left[-\left(\frac{y^2}{2x^2 p_o^2} + \frac{h_d}{x p_v}\right)\right] \left[\frac{\text{kg SO}_2}{\text{m}^3 \text{ aer}}\right]$$

(această relație este omogenă).

Rezultatele obținute cu aceste două serii de relații sînt destul de diferite.

în multe cazuri, cota vîrfului coșului este impusă, din motive de securitate a coloanelor alăturate și din motive de protecție a mediului (concentrația de $S0_2$ ia sol scade cu creșterea înălțimii coșului).

cazul în care într-o zonă există mai multe coşuri, corespunzător "iilor frecvente ale vîntului, pot fi calculate, pentru diverse puncte :e pe sol, concentraţiile globale de $S0_2$ în aer, prin însumarea concentra-iile parţiale, obţinute cu relaţiile lui C, aplicate pentru fiecare coş în

Exemplu numeric de calcul al dispersiei S0₂. Calculul concentraţiei -.-xime de $S0_2$ la sol şi al distanţei, pe direcţia vîntului, la care concen-ţia de SO_L, la sol este maximă, cunoscîndu-se următoarele date iniţiale:

— debitul de combustibil 5 = 2 304 kg/h;
— fracţia masică a sulfului conţinut de combustibil s—0,01;
— cota vîrfului coşului faţă de sol h_c=*45* m;
— diametrul interior al coşului (la vîrf) D=1,5 m;
— viteza gazelor de ardere la vîrful coşului w=8,604 m/s.

Ascensiunea gazelor de ardere deasupra coşului:

$$\Delta h = \frac{1{,}9Dw}{w_{10}(0{,}1h_c)^{n/(2-n)}}.$$

Se admit: viteza vîntului la altitudinea de 10 m faţă de sol w_{10}= =2,5 m/s şi indicele de turbulentă pentru starea stabilă a atmosferei n=0,25.

$$\Delta h = \frac{1{,}9 \cdot 1{,}5 \cdot 8{,}604}{2{,}5 \cdot 4{,}5^{0{,}25/1{,}75}} = 7{,}912 \text{ m}$$

Altitudinea la care începe dispersia:

$$h_d = h_c + \Delta h = 45 + 7{,}912 = 52{,}912 \text{ m}.$$

Debitul de SO_2 evacuat: $m_{SO_2} = \frac{M_{SO_2}}{M_S} Bs = \frac{64}{32} \cdot \frac{2\,304}{3\,600} \cdot 0{,}01 = 0{,}0128$ kg/s.

Calculul concentraţiei maxime de SO_L, la sol şi al distanţei, pe direc-ţia vîntului, corespunzătoare acesteia, cu ajutorul relaţiilor lui Sutton:

$$C_{max} = \frac{0{,}2342 m_{SO_2} C_v}{w_{10} h_d^2 C_o}.$$

Coeficienţii de difuziune pe orizontală şi verticală:

$$C_0 = C_v = 0{,}1.$$

(ru stare stabilă a atmosferei si $h_{,,}$ «=* 50 m)

$$C_{max} = \frac{0{,}2342 \cdot 0{,}0128}{2{,}5 \cdot 52{,}912^2} = 0{,}4283 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m}^3 = 0{,}4283 \text{ mg } SO_2/\text{m}^3 \text{ aer}$$

$$x_{max} = \left(\frac{h_d}{C_o}\right)^{\frac{2}{2-n}} = \left(\frac{52{,}912}{0{,}1}\right)^{\frac{2}{1{,}75}} = 1\,296 \text{ m}.$$

Pentru comparaţie, aceleaşi calcule efectuate cu relaţiile Bosanquet-Pearson:

$$C_{max} = \frac{0{,}216 m_{SO_2} p_v}{w_{10} h_d^2 p_0}$$

Coeficienţii de difuziune pe orizontală şi verticală, pentru turbulenţă medie:

$$p_v = 0{,}05 \text{ şi } p_0 = 0{,}08$$

$$C_{max} = \frac{0{,}216 \cdot 0{,}0128 \cdot 0{,}05}{2{,}5 \cdot 52{,}912^2 \cdot 0{,}08} = 0.2469 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m}^3 = 0{,}2469 \text{ mg } SO_2/\text{m}^3 \text{ aer}$$

$$x_{max} = \frac{h_d}{2p_v} = \frac{52{,}912}{2 \cdot 0{,}05} = 529 \text{ m}$$

(se constată diferenţe relativ mari între valorile obţinute prin cele două metode de calcul).

Anexa 13.

PARTICULARITĂŢILE DIMENSIONĂRII CUPTOARELOR DE REACŢIE

In multe instalaţii tehnologice, în serpentina din secţia de radiaţie a cuptorului, au loc şi procese de reacţie a materiei prime, reacţiile fiind în general de o mare complexitate. Cinetica şi termodinamica acestor reacţii, care decurg la temperaturi ridicate şi care sînt obişnuit endotermice, se discută pe larg în cadrul unui curs de specialitate.

în cele ce urmează se face o introducere în calculul termic şi fluidodinamic al serpentinei de reacţie, din secţia de radiaţie a unui cuptor, pentru a se stabili, legătura dintre dimensionarea tehnologică a cuptorului şi calculul cinetic şi termodinamic al reacţiilor materiei prime.

Pentru o înţelegere mai uşoară a celor expuse este necesar să se facă şi unele referiri concrete la un proces de reacţie. In acest scop, din multele procese utilizate practic, s-a ales un proces (întîlnit frecvent) de descompunere termică a unei fracţiuni reziduale de petrol.

In cazul concret al unei instalaţii de cocsare întîrziată, secţia de radiaţie a cuptorului este alimentată cu un amestec de reziduu de vid în fază lichidă, o fracţiune grea reeireulaită (recielu) în fază lichidă şi abur. Se cunosc: debitele celor trei componenţi ai amestecului, caracteristicile fizico-chimice ale celor două fracţiuni lichide, precum şi temperatura amestecului.

Pentru ieşirea din cuptor se fixează presiunea (în funcţie de necesităţile proceselor din avalul cuptorului) şi, pe baza unor determinări experimentale anterioare (la scară de laborator, la scară pilot sau chiar dintr-o instalaţie industrială existentă), se precizează temperatura finală, procentele masă ale fracţiunilor caracteristice rezultate prin descompunerea termică a materiei prime (gaze, benzină, motorină uşoară şi motorină grea) şi caracteristicile fizico-chimice ale acestor fracţiuni.

Pentru acest caz concret se cer obișnuit: dimensionarea secției de radiație a cuptorului, stabilirea căderii de presiune pe circuitul materiei prime, verificarea conversiei impuse și calculul timpului de ședere a materiei prime în serpentină.

Se admite că permanent, în serpentina de reacție, materia primă nereacțională se află în fază lichidă, iar fracțiunile rezultate în fază vapori (temperaturi ridicate și presiuni parțiale reduse).

Se calculează presiunea parțială a aburului la ieșirea din cuptor și se stabilesc entalpiile finale ale tuturor componenților. Entalpia gazelor se exprimă în raport cu faza gazoasă la 0°C și se calculează obișnuit prin intermediul valorii medii a căldurii specifice izobare.

Pentru stabilirea entalpiei inițiale a aburului este necesară presupunerea presiunii la intrarea în serpentina de reacție (deci presupunerea căderii de presiune în serpentină).

In lipsa valorii experimentale a *căldurii de reacție,* pentru reacțiile de descompunere termică, această valoare poate fi aproximată cu ajutorul următoarei relații empirice:

$$q = 5\,694(d_{15}^{15})^2 - 3\,040 \cdot d_{15}^{15} - 1\,193 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg benzină}}\right]$$

(f/J;„ se referă la materia primă).

Cunoscîndu-se entalpiile caracteristice și căldura de reacție, se stabilește fluxul termic absorbit în secția de radiație.

Dacă se stabilește inițial temperatura gazelor de ardere la ieșirea din secția de radiație, admițîndu-se și temperatura de preîncălzire a aerului, din bilanțul termic al secției de radiație rezultă debitul de combustibil necesar. Dacă se efectuează inițial bilanțul termic global al cuptorului, cunoscîndu-se și sarcina secției de convecție, rezultă debitul de combustibil și apoi, prin bilanțul termic al secției de radiație, se calculează temperatura gazelor de ardere Ja ieșirea din secția de radiație.

Dimensionarea secției de radiație se face după metodica prezentată anterior: se stabilesc diametrul tuburilor și numărul de circuite în paralel (în funcție de viteza de masă recomandată); se admit tensiunea termică și lungimea tuburilor, rezultînd numărul de tuburi; se stabilește geometria secției de radiație și se verifică tensiunea termică admisă.

Calculul cinetic al serpentinei de reacție se face pentru un singur circuit și el include: stabilirea căderii de presiune, verificarea conversiei impuse și calculul timpului de ședere.

Calculul cinetic al serpentinei de reacție. Se împarte serpentina de reacție în trei (eventual mai multe) zone sau sectoare, numerotate de la intrare spre ieșire, pentru diferențe de temperatură din ce în ce mai mici (între ieșirea și intrarea în zonă).

La intrarea în prima zonă (intrarea în secția de radiație) sînt cunoscute temperatura și presiunea (admisă anterior). Se presupun pentru această zonă conversia și căderea de presiune, care urmează apoi să fie verificate. în continuare, se calculează, în ordine, fiecare zonă a serpentinei, pînă la ieșirea din cuptor. Trebuie ca final să rezulte valori suficient de apropiate de cele admise în bilanțul termic al cuptorului (secției de radiație), pentru conversie, temperatură și presiune. Timpul total de ședere a materiei prime în serpentina de reacție, care se calculează, trebuie să fie sub 200 secunde. Calculele cinetice sînt laborioase, pentru că necesită încercări succesive, pînă la verificarea valorilor presupuse.

Pe baza conversiilor inițială și finală, menținîndu-se constant raportul produselor de reacție, se efectuează bilanțul material al zonei, pe componenți, se stabilesc debitele medii și se calculează fracțiile masice medi ale componenților în fază vapori.

Se calculează entalpiile specifice ale componenților și entalpia globală a fluxului, în condițiile de ieșire din zonă, pentru intrare aceste valori fiind cunoscute de la zona anterioară.

Se întocmește bilanțul termic al zonei, ținîndu-se seamă, pe lîngă entalpii, și de căldura de reacție consumată în zonă:

$$q(m_{bf}—m_{bi}) \text{ [kJ/h]}$$

(m_b este debitul de benzină în kg/h).

Raportîndu-se fluxul termic absorbit în zonă, la tensiunea termică medie utilizată și la aria exterioară efectivă a unui tub, rezultă numărul de tuburi necesare în zona respectivă. Se calculează *lungimea geometrică* a serpentinei în zonă (cu lungimea totală a tuburilor și coturilor) L_g și *lungimea echivalentă* corespunzătoare L_e (pentru stabilirea căderii de presiune).

Debitul volumic de vapori, în condițiile medii din zonă (temperatură și presiune medii aritmetice), se calculează cu relația:

$$V=m\frac{RT}{p}\sum\left(\frac{g_i}{M_i}z_i\right)$$

rezultată prin aplicarea legii lui Amagat amestecurile de gaze reale, în care: m este debitul masic de vapori, în kg/s; R — constanta universală a gazelor (8314 J/kmol-K); p — presiunea totală medie, în N/m-; $\lhd$ — fracțiile masice ale componenților din faza vapori; M_i — masele molare ale componenților.

Valorile factorilor de compresibilitate *(zi)* se citesc din diagrama generală clasică, în funcție de parametrii reduși (în presiunea redusă se utilizează presiunea totală și nu presiunile parțiale).

Pentru fracțiunile petroliere, parametrii critici (pseudocritici) se citesc din figurile A.24 și A.25, în funcție de densitatea relativă și de factorul de caracterizare.

în continuare, se calculează debitul volumic al fazei lichide (cu densitatea materiei prime lichide la temperatura medie) și debitul volumic al amestecului în condiții medii.

Prin raportarea debitului volumic al amestecului, la secțiunea interioară a tubului, rezultă viteza medie de curgere *(w).*

Timpul de staționare în zonă va fi:

$$\tau=\frac{L_g}{w}$$

Pe baza diagramei lui Nelson, privind variația *constantei vitezei de reacție* la descompunerea termică a fracțiunilor petroliere grele, s-au stabilit următoarele relații pentru calcularea acestei mărimi:

$$\ln k=30{,}143—\frac{27\,389}{T} \text{ pentu reziduu de vid;}$$

$$\ln k=30{,}042—\frac{28\,043}{T} \text{ pentru reciclu.}$$

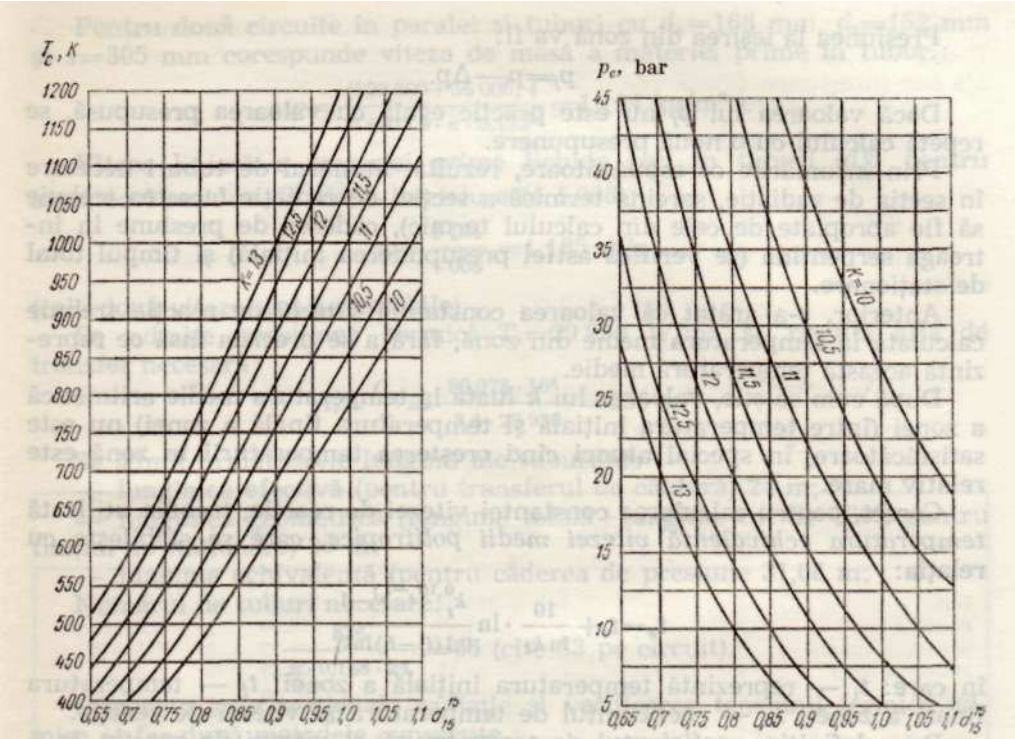


Fig. A.24 Fig. A.25

Valorile lui 7c rezultă în s^{-1} şi, la aceeaşi temperatură (temperatura medie din zonă, în K), ele sînt mai mari pentru reziduul de vid decît pentru reeicru.

Valoarea medie a lui *k* se calculează în funcţie de fracţiile masice (fracţiile molare nu pot fi stabilite) ale reziduului de vid şi reciclului, din materia primă care alimentează secţia de radiaţie:

Conversia finală, la ieşirea din zonă, se calculează în funcţie de conversia iniţială, la intrarea în zonă, prin relaţia:

$$x_f = 100 - \frac{100 - x_i}{\exp(k\tau)}$$

(conversiile sînt exprimate, în o/$_0$ masă benzină).

Dacă această valoare nu este practic egală cu valoarea presupusă, se repetă calculul cu o nouă presupunere pentru *Xf.* Pentru ultima zonă, conversia fiind impusă, se presupune o nouă temperatură.

Căderea de presiune în zonă se calculează cu relaţia clasică:

$$\Delta p = f \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{L_e}{d_i} \cdot$$

Pentru coeficientul de frecare se recomandă valoarea /«=<0,02.

Densitatea medie a amestecului se află simplu, prin raportarea debitului masic total, la debitul volumic total (valori cunoscute).

Presiunea la ieşirea din zonă va fi:

$$p_f = p_i - \Delta p.$$

Dacă valoarea lui p/ nu este practic egală cu valoarea presupusă, s repetă calculul cu o nouă presupunere.

Prin însumările corespunzătoare, rezultă: numărul de tuburi necesar în secţia de radiaţie, sarcina termică a secţiei de radiaţie (acestea trebuii să fie apropiate de cele din calculul termic), căderea de presiune în în treaga serpentină (se verifică astfel presupunerea iniţială) şi timpul tota de staţionare.

Anterior, s-a arătat că valoarea constantei vitezei de reacţie trebuie calculată la temperatura medie din zonă, fără a se precizia însă ce reprezintă această temperatură medie.

După cum se ştie, valoarea lui *k* luată la temperatura medie aritmetică a zonei (între temperatura iniţială şi temperatura finală a zonei) nu este satisfăcătoare, în special atunci cînd creşterea temperaturii în zonă este relativ mare.

Corect, pentru calcularea constantei vitezei de reacţie, trebuie utilizată *temperatura echivalentă vitezei medii politropice,* care se stabileşte cu relaţia:

$$t_e = t_i + \frac{10}{\ln k_i} \cdot \ln \frac{k_t^{0,1(t_f - t_i)} - 1}{0,1\,(t_f - t_i) \ln k_t}$$

în care: *ti* — reprezintă temperatura iniţială a zonei; *tf* —- temperatura finală a zonei; k_t — coeficientul de temperatură al vitezei de reacţie.

Prin definiţie, *coeficientul de temperatură al vitezei de reacţie,* la o temperatură *t* dată (/c, variază cu temperatura), reprezintă raportul dintre valoarea constantei vitezei de reacţie la £ + 5°C şi valoarea constantei vitezei de reacţie la *t*—5°C (intervalul de temperatură este de 10^{C}C).

Coeficientul de temperatură al vitezei de reacţie trebuie calculat la temperatura echivalentă vitezei medii politropice, corespunzătoare zonei respective.

Problema stabilirii temperaturii t_e se rezolvă prin încercări succesive: se presupune t_e în zonă (cu atît mai mare decît temperatura medie aritmetică, cu eît diferenţa de temperatură în zonă este mai mare); se calculează valoarea lui k_t pentru această temperatură; se calculează t_e cu relaţia corespunzătoare; dacă t_e presupus diferă cu mai mult decît 1°C faţă de t_e calculat, calculul se repetă, pornindu-se cu valoarea lui t_e rezultată din calcul.

Exemplu numeric de calcul cinetic. Secţia de radiaţie a unui cuptor de cocsare este alimentată cu 120 000 kg/h reziduu de vid (dj* =1,018/ K=11,5), 36 000 kg/h reciclu *(d\l* =0,975; K=11,5) şi 3 120 kg/h abur, acest amestec avînd temperatura 349°C.

La ieşirea din secţia de radiaţie se admit temperatura «** 500°C, *p* *⇒ 10 bar şi următoarele conversii în raport cu alimentarea:

— gaze 3,4% masă (M=26,7; T_r=258 K; p_f=44,3 bar);
— benzină 4,35% masă (M=110; d^ =0,750; K=11,85);
— motorină uşoară 7,9% masă (M=220; *d\l* =0,850; K=11,7);
— motorină grea 0,92o/$_0$ masă (M=280; dj° =0,920; K=11,3).

Se presupune căderea de presiune în serpentina secţiei de radiaţie 8 bar, deci presiunea la intrare 18 ba-r. Calculîndu-se fluxul termic schimbat în secţia de radiaţie, se obţine Q_f=90,078-10° kJ/h.

Pentru două circuite în paralel şi tuburi cu d_e=168 mm, dj=152 mm şi s=305 mm corespunde viteza de masă a materiei prime în tuburi:

$$\rho w = \frac{(120\,000+36\,000)\,4}{3\,600\cdot 2\cdot \pi\cdot 0{,}152^2} = 1\,194 \text{ kg/m}^2\text{ s}.$$

Viteza liniară a materiei prime lichide reci în tuburi (d|* pentru amestecul reziduu de vid — reciclu este 1,008):

$$w = \frac{1\,194}{1\,008} = 1{,}185 \text{ m/s}$$

(cele două viteze sînt acceptabile).

Se admite tensiunea termică $T_{(}$=29 930 W/m^2 şi rezultă aria de transfer necesară:

$$A_r = \frac{Q_r}{T_t} = \frac{90{,}078\cdot 10^6}{3{,}6\cdot 29\,930} = 836 \text{ m}^2.$$

Se admit următoarele lungimi ale tuburilor:

— lungimea efectivă (pentru transferul de căldură) 24 m;

— lungimea geometrică (lungime totală + lungime cot de 180°; pentru timpul de staţionare) 25 m;

— lungime echivalentă (pentru căderea de presiune 31,08 m;

Numărul de tuburi necesare:

$$\frac{836}{\pi\cdot 0{,}168\cdot 24} = 66 \text{ (cîte 33 pe circuit)}.$$

Dimensionarea secţiei de radiaţie şi verificarea tensiunii termice admise se fac după metodele cunoscute.

Serpentina secţiei de radiaţie se împarte în trei zone:

— zona 1 între temperatura de intrare şi t=450°C;

— zona 2 între temperaturile 450 şi 485°C;

— zona 3 între t=485°C şi temperatura de ieşire.

în continuare se prezintă *calculul primei zone a serpentinei de reacţie* (pentru un singur circuit).

Temperatura medie aritmetică 0,5(349+ 450)=399,5°C.

Se presupune temperatura echivalentă vitezei medii politropice r_e=419°C.

Calculul constantei vitezei de reacţie:

$$k = \{E(g_i k_i) = \frac{60000}{78C00}\exp\left[30{,}143 - \frac{27389}{T}\right] H \frac{18000}{78\,000}\exp\left(30{,}042 - \frac{28\,043\,A}{T}\right) [s^{-1}]$$

Pentru 419 + 5=424°C=697 K rezultă k=9,0147-10~^{5}.

Pentru 419—5=414°C=687 K rezultă 7c=5,0813- 10-^{r}".

Pentru 419°C=692 K rezultă k=6,78'21 • IO"^{5} [s"^{1}].

Coeficientul de temperatură al vitezei de reacţie:

$$k_t = \frac{9{,}0147\cdot 10^{-5}}{5{,}0813\cdot 10^{-5}} = 1{,}7741.$$

Temperatura echivalentă vitezei medii politropice:

$$t_e = t_i + \frac{10}{\ln k_t}\cdot \ln\frac{k_t^{0{,}1(t_f-t_i)}-1}{0{,}1(t_f-t_i)\cdot \ln k_t} = 349 + \frac{10}{\ln 1{,}7741}\cdot$$

$$\cdot \ln\frac{1{,}7741^{0{,}1(450-349)}-1}{0{,}1(450-349)\ln 1{,}7741} = 419°\text{C}$$

(presupunerea lui t_e s-a făcut corect).

Conversia inițială (la intrarea în zonă) x;=0. Se presupune conversia finală a zonei x/=0,51% masă benzină și căderea de presiune în zonă 2,9 bar (presiunea finală 18—2,9=15,1 bar).

Presiunea medie în zonă 0,5(18+15,1)=16,55 bar.

Se cunosc următoarele debite masice relative:

$$\frac{\text{Gaze}}{\text{Benzină}} = \frac{3,4}{4,35}; \quad \frac{\text{Motorină ușoară}}{\text{Benzină}} = \frac{7,9}{4,35}; \quad \frac{\text{Motorină grea}}{\text{Benzină}} = \frac{0,92}{4,35}.$$

Debitul masic de benzină la ieșirea din zonă (pentru un singur circuit):

$$\frac{0,51}{100} \cdot 78\,000 = 397,80 \text{ kg/h}.$$

Se întocmește următorul *bilanț material al zonei* (tab. A.25).

TABELUL A.25

Bilanțul material al zonei

Fracțiunea	Intrări, [kg/h]	Ieșiri, [kg/h]	Medii, [kg/h]	g_i (vapori)
Gaze	—	310,92	155,46	0,06708
Benzină	—	397,80	198,90	0,08582
Motorină ușoară	—	722,44	361,22	0,15586
Motorină grea	—	84,13	42,07	0,01815
Abur	1 560	1 560,00	1 560,00	0,67309
Total vapori	1 560	3 075,29	2 317,65	1,00000
Materie primă lichidă	78 000	76 484,71	77 242,35	—

Pentru abur se stabilesc fracția molară la ieșire (0,821) și presiunea parțială la ieșire (12,4 bar). La intrare presiunea parțială a aburului este egală cu presiunea totală.

Entalpia specifică a gazelor se calculează cu următoarea relație:

$$i_g = 1,6959\ t + 0,0019885\ t^2 \quad [\text{kJ/kg}].$$

Se întocmește următorul *bilanț termic al zonei* (tab. A.26).

TABELUL A.26

Bilanțul termic al zonei

Fracțiunea	Ieșiri (450°C)			Intrări (349°C)		
	m_i, [kg/h]	i_i, [kJ/kg]	$m_i \cdot i_i$, [kJ/h]	m_i, [kg/h]	i_i[kJ/kg]	$m_i \cdot i_i$[kJ/h]
Gaze	310,92	1 165,8	362 470,5	—	—	—
Benzină	397,80	1 413,9	562 449,4	—	—	—
Motorină ușoară	722,44	1 349,4	974 860,5	—	—	—
Motorină grea	84,13	1 282,5	107 896,7	—	—	—
Abur	1 560,00	3 367,4	5 253 144,0	1 560	3 135,8	4 891 848
Materie primă lichidă	76 484,71	1 086,5	83 100 637,4	78 000	777,1	60 613 800
Total	79 560,00	—	90 361 458,5	79 560	—	65 505 648

Căldura specifică de reacție:

$$q=5\,694(d_{15}^{15})^2-3\,040\,(d_{15}^{15})-1\,193=$$
$$=5\,694\cdot 1{,}008^2-3\,040\cdot 1{,}008-1\,193=1\,528\left[\frac{\text{kJ}}{\quad}\right]$$

Căldura de reacție absorbită în zonă:

$$1\,528(397{,}8-0)=607\,838{,}4\ \text{kJ/h}.$$

Fluxul termic absorbit în zonă:

$$Q=90\,361\,458{,}5-65\,505\,648+607\,838{,}4=$$
$$=25\,463\,365\ \text{kJ/h}=7\,073\,157\ \text{W}.$$

Numărul de tuburi corespunzător zonei:

$$\frac{7\,073\,157}{29\,930\cdot\pi\cdot 0{,}168\cdot 24}=18{,}657.$$

Lungimea geometrică a zonei:

$$L_g=18{,}657\cdot 25=466{,}4\ \text{m}$$

Lungimea echivalentă a zonei:

$$L_e=18{,}657\cdot 31{,}08=579{,}86\ \text{m}.$$

Debitul volumic de vapori $V=m\dfrac{RT}{p}\sum\left(\dfrac{g_i}{M_i}z_i\right)$

$z=f(p_r, T_r)$, în p_r utilizîndu-se presiunea totală medie (tab. A.27).

$$\frac{2\,317{,}65}{3\,600}\cdot\frac{8\,314\cdot 672{,}3}{16{,}55\cdot 10^5}\left(\frac{0{,}06708\cdot 0{,}97}{26{,}7}+\frac{0{,}08382\cdot 0{,}88}{110}+\frac{0{,}15586\cdot 0{,}32}{220}+\right.$$
$$\left.+\frac{0{,}01815\cdot 0{,}16}{280}+\frac{0{,}67309\cdot 0{,}98}{18}\right)=0{,}087013\ \text{m}^3/\text{s}.$$

TABELUL A.27

Factorii de compresibilitate din zonă

Fracțiunea	p_c, [bar]	$p_r=p/p_c$	T_c, [K]	$T_r=[T/T_c]$	z
Gaze	44,3	0,374	258	2,607	0,97
Benzină	29,0	0,571	575	1,170	0,88
Motorină ușoară	18,5	0,895	735	0,915	0,32
Motorină grea	16,5	1,003	825	0,815	0,16
Abur	221,3	0,075	647	1,039	0,98

Debitid volumic de lichid (densitatea la temperatura medie 830 kg/m^3):

$$\frac{77\,242{,}35}{3\,600\cdot 830}=0{,}025851\ \text{m}^3/\text{s}.$$

Viteza medie

$$w=\frac{(0{,}087013+0{,}025851)\cdot 4}{\pi\cdot 0{,}152^2}=6{,}2198\ \text{m/s}.$$

Timpul de staționare în zonă:

$$\tau = \frac{L_t}{w} = \frac{466,4}{6,2198} = 74,99 \text{ s.}$$

$$x_f = 100 - \frac{100 - x_i}{\exp(k\tau)} = 100 - \frac{100 - 0}{\exp(6,7821 \cdot 10^{-5} \cdot 74,99)} =$$
$$= 0,507\% \text{ (s-a presupus } x_f = 0,51\%).$$

Căderea de presiune în zonă:

$$\rho = \frac{m}{v} = \frac{78\,000 + 1\,560}{3\,600(0,087013 + 0,025851)} = 195,81 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p = f \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{L_e}{d_i} = 0,02 \cdot \cdot \frac{195,81 \cdot 6,2198^2}{2} \cdot \frac{579,86}{0,152} = 2,89 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

(s-a presupus Ap=2,9 bar).

Prin metodica de calcul prezentată, se calculează și celelalte două zone ale serpentinei de reacție. La ieșirea din ultima zonă (ieșirea din secția de radiație a cuptorului) trebuie să se obțină valori apropiate de cele admise inițial, fiind permisă și *o* modificare redusă a temperaturii.

In continuare, se prezintă tabelele rezumative ale parametrilor caracteristici, pentru serpentina de reacție (tab. A.28).

TABELUL A.28

Parametrii caracteristici pentru serpentina de reacție

Zona	t_i, [°C]	t_f, [°C]	t_e, [°C]	k_i	k, [s^{-1}]
1	349	450	419	1,774	$6,782 \cdot 10^{-5}$
2	450	485	470	1,644	$1,033 \cdot 10^{-3}$
3	485	497	491	1,601	$2,852 \cdot 10^{-3}$

Zona	p_i, [bar]	p_f, [bar]	Δp, [bar]		w, [m/s]
			Presupus	Rezultat	
1	18,00	15,10	2,90	2,89	6,22
2	15,10	12,35	2,75	2,76	11,18
3	12,35	10,15	2,20	2,20	19,64
Total	—	—	7,85	7,85	—

Zona	x_f [% nwsă benzină]		IO"⁶ • Q, [kJ/h]	Număr tuburi	T, [S]
	Presupus	Rezultat			
1	0,51	0,51	25,463	18,66	74,99
2	2,80	2,76	13,508	9,90	22,14
3	4,35	4,37	6,133	4,49	5,72
Total			45,104	33,05	102,85

Valoarea 45,104-IO^6 kJ/h reprezintă căldura absorbită în secţia de radiaţie, iar 33,05 este numărul necesar de tuburi din această secţie (ambele pentru un singur circuit) şi coincid practic cu valorile stabilite iniţial.

Se remarcă, pentru cele trei zone, apropierea dintre valorile rezultate şi cele presupuse, pentru x_f şi Ap. Timpul total de staţionare a materiei prime în serpentina de reacţie are o valoare satisfăcătoare, în raport cu recomandările.

Anexa 14.

DIMENSIONAREA UNUI CUPTOR DE ÎNCĂLZIRE ŞI VAPORIZARE PARŢIALA A ŢIŢEIULUI

Datele iniţiale de proiectare. Destinaţia cuptorului: încălzirea şi vaporizarea parţială a ţiţeiului, într-o instalaţie DA de capacitate mică.

Tipul cuptorului: paralelipipedic vertical, cu secţie de radiaţie, secţie de convecţie şi preîncălzitor de aer.

Debitul de ţiţei: 187 500 kg/h.

Caracteristicile ţiţeiului: *dJî=0,S56;* K=11,7.

Temperatura ţiţeiului la intrarea în cuptor: 220°C.

Temperatura ţiţeiului la ieşirea din cuptor: 336°C.

Presiunea absolută la ieşirea din cuptor: 1,6 bar.

Procente masă vaporizat la ieşire: 50.

Caracteristicile vaporizatului: dj* =0,814; K=11,7.

Temperatura iniţială de vaporizare a ţiţeiului, pe curba de vaporizare în echilibru, în funcţie de presiune:

p, [bar]	6	8	10	12	14
t, [°C]	237	266	294	321	349

Combustibilul utilizat: păcură cu dJ5=O,960.

Densitatea relativă a vaporizatorului, pentru procentul masic mediu de vaporizat (25o/$_0$): dji;=0,7845.

Din motive de securitate, se impune cota vîrfului coşului faţă de sol: 45 m.

Calculul procesului de combustie. Compoziţia elementară a combustibilului:

$$c=0,15\cdot d_{15}^{15}+0,74=0,15\cdot 0,960+0,74=0,884$$

$$h=1-c=1-0,884=0,116.$$

Se admite coeficientul cantității de aer <x=l,2o.
Consumul de aer:

$$L=\frac{\alpha}{0,21}\left(\frac{c}{12}+\frac{h}{4}\right)=\frac{1,25}{0,21}\left(\frac{0,884}{12}+\frac{0,116}{4}\right)=0,6111\left[\frac{\text{k mol}}{\text{kg comb}}\right]$$

Se admite consumul de abur de pulverizare:

$$a=0,35 \text{ kg abur/kg comb.}$$

Cantitatea molară de gaze de ardere:

$$n_{CO_2}=\frac{c}{12}=\frac{0,884}{12}=0,073667 \text{ [kmol/kg comb.]}$$

$$n_{H_2O}=\frac{h}{2}+\frac{a}{18}=\frac{0,116}{2}+\frac{0,35}{18}=0,077441 \text{ [kmol/kg comb.]}$$

$$n_{N_2}=0,79\cdot L=0,79\cdot 0,6111=0,48277 \text{ [kmol/kg comb.]}$$

$$n_{O_2}=0,21\frac{\alpha-1}{\alpha}\cdot L=0,21\frac{0,25}{1,25}\cdot 0,6111=0,025666 \text{ [kmol/kg comb.]}$$

$$n_t=\Sigma n_i=0,65955 \text{ [kmol/kg comb.]}$$

Cantitatea masică de gaze de ardere:

$$m_{CO_2}=44\cdot n_{CO_2}=3,2413 \text{ [kg/kg comb.]}$$

$$m_{H_2O}=18\cdot n_{H_2O}=1,394 \text{ [kg/kg comb.]}$$

$$m_{N_2}=28\cdot n_{N_2}=13,5176 \text{ [kg/kg comb.]}$$

$$m_{O_2}=32\cdot n_{O_2}=0,8213 \text{ [kg/kg comb.]}$$

$$m_t=\Sigma m_i=18,974 \text{ [kg/kg comb.]}$$

$$M=\frac{m_t}{n_t}=\frac{18,974}{0,65955}=28,768 \text{ [kg/kmol.]}$$

Puterea calorică inferioară a combustibilului:

$$H_i=\frac{15\,623}{d_{15}^{15}}+24\,300=\frac{15\,623}{0,866}+24\,300=40\,574 \text{ [kJ/kg].}$$

Masa molară medie a gazelor de ardere:

Bilanțul termic global al cuptorului. Căldura preluată de materia primă în cuptor:

$$Q_{mp}=m_{mp}[ei_{vl_2}+(1-e)\cdot i_{lt_2}-i_{lt_1}]$$

e=>0,5 (fracția masică a vaporizatului)
Relații pentru calculul entalpiilor specifice ale fracțiunilor petroliere:

$$i_l=[(2,964-1,332\cdot d_{15}^{15})t+(0,003074-0,001154\cdot d_{15}^{15})t]\cdot(0,0538K+$$

$$+0,3544) \text{ [kJ/kg]}$$

$$i_v=532,17-210,61\cdot d_{15}^{15}+(1,8213-0,45638\cdot d_{15}^{15})t+(0,0023447-$$

$$-0,00059037\cdot d_{15}^{15})\cdot t^2+(4,187\cdot t-837,4)\cdot(0,07\cdot K-0,84) \text{ [kJ/kg].}$$

Entalpia ţiţeiului la intrarea în cuptor (total lichid):

$$i_{l_{t_1}}=[(2{,}964-1{,}332\cdot 0{,}856)\cdot 220+(0{,}003074-0{,}001154\cdot 0{,}856)220^2]$$
$$\cdot(0{,}0538\cdot 11{,}7+0{,}3544)=494{,}1\ \text{[kJ/kg]}$$

Er

$$i_{v_{t_2}}=532{,}17-210{,}61\cdot 0{,}814+(1{,}8213-0{,}45638\cdot 0{,}814)\cdot 336+$$
$$+(0{,}0023447-0{,}00059037\cdot 0{,}814)\cdot 336^2+$$
$$+(4{,}187\cdot 336-837{,}4)\cdot(0{,}07\cdot 11{,}7-0{,}84)=1\,046{,}36\ \text{[kJ/kg]}.$$

Densitatea lichidului rezidual:

$$\frac{100}{0{,}856}=\frac{50}{0{,}814}+\frac{50}{d_{15}^{15}};\ d_{15}^{15}=0{,}90257.$$

Se admite şi pentru lichidul rezidual K=11,7.

Entalpia lichidului rezidual la ieşirea din cuptor:

$$i_{l_{t_2}}=[(2{,}964-1{,}332\cdot 0{,}90257)\cdot 336+(0{,}003074-0{,}001154\cdot 0{,}90257)336^2]\cdot$$
$$\cdot(0{,}0538\cdot 11{,}7+0{,}3544)=808{,}15\ \text{[kJ/kg]}$$
$$Q_{mp}=187\,500(0{,}5\cdot 1\,046{,}36+0{,}5\cdot 808{,}15-494{,}1)=$$
$$=81{,}217\cdot 10^6\ \text{kJ/h}\Rightarrow 22{,}56\cdot 10^6\ \text{[W]}.$$

Entalpia amestecului combustibil, cu aerul în condiţii atmosferice:

$$i_{ac}=i_{comb}+i_{aer}+i_{abur}\ \text{[kJ/kg comb.]}$$

Se admite t(-Om&=80°C.

Entalpia combustibilului se află cu relaţia anterioară a lui *ii,* fără factorul de corecţie în funcţie de *K* (necunoscut).

$$i_{comb}=(2{,}964-1{,}332\cdot 0{,}96)80+(0{,}^{00}3074-0{,}001154\cdot 0{,}96)80^2=$$
$$=147{,}4\ \text{[kJ/kg comb.]}$$

Se admite $r_{aer}=10^{\circ}C$.

$$i_{aer}=LC_{p\ aer}\cdot t_{aer}=0{,}6111\cdot 29{,}07\cdot 10=177{,}6\ \text{[kJ/kg comb.]}.$$

Se admite pentru pulverizare abur saturat uscat cu presiunea absolută 5 bar.

$$i_{abur}=a(i-r_0)\ \text{[kJ/kg comb.]}.$$

Pentru abur saturat uscat de 5 bar: t=2 749 [kJ/kgJ.

Latenta de vaporizare a apei la 0°C: $r_0=2\,501$ [kJ/kg].

$$i_{abur}=0{,}35(2\,749-2\,501)=86{,}8\ \text{[kJ/kg comb.]}.$$
$$i_{ac}=147{,}4+177{,}6+86{,}8=411{,}8\ \text{[kJ/kg comb.]}.$$

Se admit pierderile de căldură ale cuptorului: în secţia de radiaţie 3, în secţia de convecţie 1, în preîncălzitorul de aer 1, % din căldura introdusă şi dezvoltată în cuptor (total 5%).

Se admite temperatura gazelor de ardere la coş t,;=180°C.

Entalpia gazelor de ardere la această temperatură:

$$i_{gc}=t_c\Sigma(n_iC_{pi})=180(0{,}073667\cdot 40{,}00+0{,}077444\cdot 33{,}92+$$
$$+0{,}48277\cdot 29{,}28+0{,}025666\cdot 29{,}86)=3\,686\ [\text{kJ/kg comb.}].$$

Randamentul cuptorului:

$$\eta_i=1-\frac{i_{gc}}{H_i+i_{ac}}-\frac{q_p}{H_i+i_{ac}}=1-\frac{3\,686}{40\,574+411{,}8}-0{,}05=0{,}86007.$$

Debitul $B=\frac{Q_{mp}}{\eta_i(H_i+i_{ac})}=\frac{81{,}217\cdot 10^6}{0{,}86007(40574+411{,}8)}=2\,304\ [\text{kg/h}].$

Debitul d $28{,}84\cdot BL=28{,}84\cdot 2\,304\cdot 0{,}6111=40\,606\ [\text{kg/h}].$

Debitul gazelor $Bm_i=2\,304\cdot 18{,}974=43\,716\ [\text{kg/h}].$

Debitul de abur de pulverizare:

$B_a=2\,304\cdot 0{,}3=806\ [\text{kg/h}].$

Bilanțul termic al cuptorului pe secții. Se admite temperatura gazelor de ardere la intrarea în preîncălzitorul de aer: ij=(400°C.

Entalpia gazelor de ardere la această temperatură:

$$i_{gi}=400(0{,}073667\cdot 43{,}54+0{,}077444\cdot 34{,}92+$$
$$+0{,}48277\cdot 29{,}69+0{,}025666\cdot 30{,}90)=8\,415\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg comb.}}\right]$$

Pierderi $Q_{pp}=0{,}01\cdot B(H_i+i_{ac})=0{,}01\cdot 2\,304(40\,574+411{,}8)=$
$=944\,313\ [\text{kJ/h}].$

Căldu
$$Q_{aer}=B(i_{gi}-i_{gc})-Q_{pp}=$$
$$=2\,304(8\,415-3\,686)-944\,313=9{,}9513\cdot 10^6\ [\text{kJ/h}].$$
$$q_{aer}=\frac{Q_{aer}}{B}=\frac{9{,}9513\cdot 10^6}{2304}=4\,319\ [\text{kJ/kg comb.}].$$

Entalpia aerului preîncălzit:

$$i_{ap}=i_{aer}+q_{aer}=177{,}6+4\,319=4\,496{,}6\ [\text{kJ/kg comb.}].$$

Temperatura $t_{ap}=\frac{i_{ap}}{L\cdot C_{paer}}=\frac{4\,496{,}6}{0{,}6111\cdot 29{,}46}=250°\text{C}$

(C_p *aer* s-a luat la 250°C).

Se admite temperatura gazelor de ardere la trecerea din secția de radiație în secția de convecție (la prag): f„=900°C.

Entalpia gazelor de ardere la această temperatură:

$$i_{gp}=900(0{,}073667\cdot 48{,}99+0{,}077444\cdot 37{,}85+$$
$$+0{,}48277\cdot 31{,}07+0{,}025666\cdot 32{,}87)=20\,145\ [\text{kJ/kg comb.}].$$

Pierderile de căldură în secția de convecție:

$$Q_{pc}=Q_{pp}=944\,313\ [\text{kJ/h}].$$

• Căldu $Q_c=B(i_{gp}-i_{gi})-Q_{pc}=2\,304(20\,145-8\,415)-944\,313=$
$=26{,}082\cdot10^6$ kJ/h$=7{,}245\cdot10^6$ [W].

Căldura preluată de materia primă în secția de radiație:

$$Q_r=Q_{mp}-Q_c=81{,}217\cdot10^6-26{,}082\cdot10^6=$$
$$=55{,}135\cdot10^6\ \text{kJ/h}=15{,}315\cdot10^6\ [\text{W}].$$

Entalpia țițeiului la intrarea în radiație:

$$i_{ir}=i_2-\frac{Q_r}{m_{mp}}=0{,}5\cdot1\,046{,}36+0{,}5\cdot808{,}15-\frac{55{,}135\cdot10^6}{187\,500}=633{,}2\ [\text{kJ/kg}].$$

Temperatura țițeiului la intrarea în radiație (se consideră total lichid}:

$$0{,}0020862\cdot t^2+1{,}8238\cdot t-643{,}59=0$$

$$t_{ir}=\frac{-1{,}8238+\sqrt{3{,}3262+5{,}3706}}{0{,}0041724}=270°\text{C}.$$

Entalpia amestecului combustibil corespunzătoare aerului preîncălzit:

$$i'_{ac}=i_{ap}+i_{comb}+i_{abur}=4496{,}6+147{,}4+86{,}8=4\,730{,}8\ [\text{kJ/kg comb.}].$$

Căl $Q=B(H_i+i'_{ac})=2\,304(40\,574+4\,730{,}8)=104{,}38\cdot10^6$ [kJ/h]=
$=28{,}994\cdot10^6$ [W].

Dimensionarea secției de radiație. Se aleg tuburi cu $d_e=168$ mm; dj=148 mm și s=305 mm, atît pentru secția de radiație cît și pentru secția de convectie. Tuburile vor avea lungimea efectivă 14,2 m și lungimea totală 14,8 m (coturi exterioare). în radiație tuburile se plasează numai pe pereții laterali.

Debitul volumic de țiței rece (p—856 kg/m^3):

$$\frac{187\,500}{3\,600\cdot856}=0{,}060845\ \text{m}^3/\text{s}.$$

Viteza țițeiului rece în tuburi, pentru două circuite:

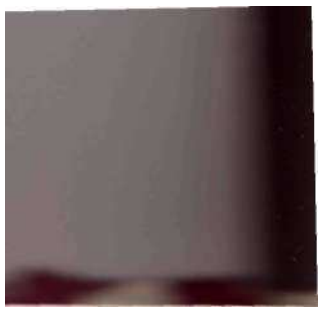
$$w=\frac{0{,}060845\cdot4}{2\cdot\pi\cdot0{,}148^2}=1{,}7684\ \text{m/s}.$$

Secția de radiație se dimensionează pentru o tensiune termică de 42 000 'fW/m^{2}l.

$$A_r=\frac{Q_r}{T_t}=\frac{15{,}315\cdot10^6}{42\,000}=364{,}64\ [\text{m}^2].$$

Numărul de tuburi:

$$\frac{364{,}64}{\pi\cdot0{,}168\cdot14{,}2}\approx48.$$



Recalcularea lui A_r și T_r:

$$A_r = 48 \cdot \pi \cdot 0{,}168 \cdot 14{,}2 = 359{,}74 \text{ m}^2.$$

$$T_t = \frac{15{,}315 \cdot 10^6}{359{,}74} = 42\,572 \text{ [W/m}^2\text{]}.$$

Se admite lățimea secției de radiație 4 m.

Se admit în secția de convectie 6 tuburi *ve* sir. care ocuoă lățimea:

$$l_c = (n+0{,}5)s = (6+0{,}5) \cdot 0{,}305 = 1{,}9825 \approx 2 \text{ m}.$$

Pentru o înclinare a umerilor secției de radiație de 45°, lungimea unui umăr este egală cu:

$$\sqrt{1+1} = 1{,}41 \text{ m}.$$

Numărul de tuburi pe un umăr:

$$\frac{1{,}41}{0{,}305} \approx 4.$$

JNumărul de tuburi pe un perete lateral:

$$\frac{48}{2} - 4 = 20.$$

înălțimea peretelui lateral:

$$20 \cdot 0{,}305 = 6{,}1 \text{ m}.$$

înălțimea secției de radiați

$$6{,}1 + 1 = 7{,}1 \text{ m}.$$

Volumul se

$$V = \left(4 \cdot 6{,}1 + \frac{4+2}{2} \cdot 1\right) \cdot 14{,}2 = 389{,}08 \text{ m}^3.$$

Tensiunea volun

$$T_v = \frac{Q}{V} = \frac{28{,}994 \cdot 10^6}{389{,}08} = 74\,519 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^3}\right].$$

Numărul de injectoare, cu capacitatea de 200 kg comb/h:

$$\frac{2\,304}{200} \approx 12;$$ pentru siguranță se iau 14 injectoare.

Injectoarele se plasează intercalat, pe două linii distanțate cu 0,6 m.

Distanța între două injectoare alăturate, de pe aceeași linie:

$$s = \frac{L}{n+0{,}5} = \frac{14{,}2}{7+0{,}5} = 1{,}893 \text{ m}.$$

Distanța între două injectoare alăturate, de pe linii diferite:

$$\sqrt{\left(\frac{1{,}893}{2}\right)^2 + 0{,}6^2} = 1{,}12 \text{ m}.$$

Tuburile se plasează cu axul la 1,4 -d_e de perete.

Distanta de la injectoare la fata tuburilor:

$$\frac{4}{2} - \frac{0{,}6}{2} - (1{,}4+0{,}5) \cdot 0{,}168 = 1{,}38 \text{ m}.$$

Verificarea tensiunii termice din secția de radiație. Se ia temperatura medie în focar $t_m{}^\wedge = t_p + 40 = 940°C$.

$$T_t = 5{,}67 \cdot F \cdot \frac{K_r \cdot s}{\pi \cdot d_e \cdot n_s} \cdot \left[\left(\frac{T_{mf}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_e}{100}\right)^4\right] + \alpha_c (t_{mf} - t_e$$

(relația este omogenă; sub această formă se aplică în unitățile fundamentale ale SI).

Coeficientul de convecție din secția ele radiație, după Lobo și Evans, are valoarea:

$$\alpha_c = 11{,}37 \ [W/m^2 \, °C].$$

Numărul șirurilor de tuburi $n_s = l$.

Coeficientul relativ de radiație, pentru un singur șir de tuburi plasat

In rmr£»f£» cp r>alr>illpia^ă nil r^la-fi^*

$$K_r = 2x - x^2$$

$$x = 1 - \frac{d_e}{s}\left[\sqrt{\left(\frac{s}{d_e}\right)^2 - 1} - \text{arc tg}\sqrt{\left(\frac{s}{d_e}\right)^2 - 1}\right]$$

(arc tg se exprimă în radiani).

Coeficientul de radiație reciprocă rezultă din expresia:

$$F = \frac{1}{1{,}111 + \frac{1 - e_g}{e_g} \cdot \psi}.$$

Coeficientul de emisie a gazelor se calculează cu relația

$$e_g = 0{,}6344 - 0{,}00017 \cdot t_{mf} + 0{,}1886 \ln[(p_{H_2O} + p_{CO_2}) \cdot l]$$

(presiunile parțiale ale H_20 și $C0_2$ se introduc în bar, iar grosimea medie a stratului de gaze se introduce în m).

Gradul de ecranare are expresia:

$$\psi = \frac{A_{ee}}{A_t}.$$

Aria totală a pereților secției de radiație:

$$A_t = (2 \cdot 1{,}41 + 2 \cdot 6{,}1 + 4) \cdot 14{,}2 + 2\left(4 \cdot 6{,}1 + \frac{4+2}{2} \cdot 1\right) = 324{,}884 \ m^2.$$

Aria echivalentă a ecranului (se neglijează prezența tuburilor din secția de convecție):

$$A_{ee} = A_p \cdot K_r$$

$$A_p = 48 \cdot 0{,}305 \cdot 14{,}2 = 207{,}888 \ m^2.$$

(aria pereților acoperiți de tuburi).

$$\frac{s}{d_e} = \frac{0{,}305}{0{,}168} = 1{,}8155.$$

$$x = 1 - \frac{1}{1{,}8155}\left(\sqrt{1{,}8155^2 - 1} - \text{arc tg}\sqrt{1{,}8155^2 - 1}\right) = 0{,}70928$$

$$K_r = 2 \cdot 0{,}70928 - 0{,}70928^2 = 0{,}91548$$

$$A_{ee} = 207{,}888 \cdot 0{,}91548 = 190{,}317 \ m^2$$

$$\psi = \frac{190{,}317}{324{,}884} = 0{,}5858.$$

Presiunile parțiale ale H_20 și $C0_2$ se calculează pentru presiunea totală egală cu presiunea normală atmosferică.

$$p_{H_2O}=p\cdot\frac{n_{H_2O}}{n_t}=1{,}01325\,\frac{0{,}077444}{0{,}65955}=0{,}11897\ \text{bar}$$

$$p_{CO_2}=1{,}01325\cdot\frac{0{,}073667}{0{,}65955}=0{,}11317\ \text{bar};\ p_{H_2O}+p_{CO_2}=0{,}23214\ \text{bar}.$$

Pentru dimensiunile relative ale secției de radiație:

$$l—H—L=4—7{,}1—14{,}2\approx1—2—4$$

se ia:

$$l=\frac{2}{3}\sqrt[3]{V}=\frac{2}{3}\cdot389{,}08^{0{,}3333}=4{,}866\ \text{m}.$$

$$e_g=0{,}6344—0{,}00017\cdot940+0{,}1886\ln(0{,}23214\cdot4{,}866)=0{,}4976$$

$$F=\frac{1}{1{,}111+\frac{0{,}5024}{0{,}4976}\cdot0{,}5858}=0{,}5874.$$

Temperatura medie a materiei prime în secția de radiație:

$$t_{mp}=\frac{270+336}{2}=303°\text{C}.$$

în serpentina din radiație are loc vaporizare și se poate admite temperatura ecranului:

$$t_e=t_{mp}+\frac{1}{20}(t_m—t_{mp})=303+\frac{1}{20}(940—303)=335°\text{C}$$

$$T_e=608\ \text{K};\ T_{mf}=1\,213\ \text{K}.$$

Tensiunea termică în secția de radiație:

$$T_t=5{,}67\cdot0{,}5874\,\frac{0{,}91548\cdot1{,}8155}{\pi}(12{,}13^4—6{,}08^4)+$$

$$+11{,}37(940—335)=42\,618\ [\text{W/m}^2]$$

(această valoare este cu numai 0,11% mai mare decît cea admisă).

Dimensionarea secției de convecție. Secția de convecție are dimensiunile interioare: lungimea 14,2 m și lățimea 2 m. Tuburile utilizate au d_e=168 mm; d;=148 mm și $s_{J=}$=305 mm. Ele sînt așezate în triunghi echilateral și deci s_2= — •s_1=264 mm. Se plasează cîte 6 tuburi pe șir și se utilizează două circuite în paralel. Tuburile au lungimea totală dreaptă 14,8 m, coturile fiind exterioare.

Calculul coeficientului de transfer de căldură prin radiația gazelor de ardere:

$$\alpha_{rg}=\alpha_{CO_2}+\alpha_{H_2O}$$

$$\alpha_{CO_2}=\frac{10{,}35\cdot e_e\,(p_{CO_2}\cdot l)^{0,4}}{t_g-t_e}\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{3,2}-\left(\frac{T_e}{100}\right)^{3,2}\left(\frac{T_g}{T_e}\right)^{0,65}\right]$$

$$x=2{,}32+1{,}37(p_{H_2O}\cdot l)^{0,3333}$$

$$\alpha_{H_2O}=\frac{e_e\,(46{,}52—84{,}9\cdot p_{H_2O}\cdot l)\cdot(p_{H_2O}\cdot l)^{0,8}}{t_g-t_e}\cdot\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{x}-\left(\frac{T_e}{100}\right)^{x}\right]$$

Coeficientul de emisie a ecranului $e_c=0,9$.

Temperatura medie a gazelor de ardere în secţia de convecţie:

$$t_g=\frac{900+400}{2}=650°C;\ T_g=923\ K.$$

Temperatura medie a materiei prime în secţia de convecţie:

$$\frac{220+270}{2}=245°C.$$

Temperatu

$$t_e\approx 245+\frac{1}{30}(650-245)=259°C;\ T_e=532\ K.$$

$$l=d_e\left[0,9924\left(\frac{s_1}{d}\right)^2-0,9\right]=0,168(0,9924\cdot 1,8155^2-0,9)=0,3983\ m.$$

Grosimea medie a stratului de gaze:

$$\alpha_{CO_2}=\frac{10,35\cdot 0,9\,(0,11317\cdot 0,3983)^{0,4}}{650-259}\left[9,23^{3,2}-5,32^{3,2}\left(\frac{923}{532}\right)^{0,65}\right]=6,382\quad [W/m^2\,°C].$$

$$x=2,32+1,37(0,11897\cdot 0,3983)^{0,3333}=2,8158.$$

$$\alpha_{H_2O}=\frac{0,9\,(46,52-84,9\cdot 0,11897\cdot 0,3983)\cdot(0,11\,897\cdot 0,3983)^{0,6}}{650-259}\cdot$$

$$\cdot(9,23^{2,8158}-5,32^{2,8158})=6,459\quad [W/m^2\,°C]$$

$$\alpha_{rg}=6,382+6,459=12,84\quad [W/m^2\,°C]$$

Calculul coeficientului de convecţie pentru gazele de ardere se face cu relaţia:

$$\alpha_c=0,292\,\beta\frac{\lambda}{d_e^{0,4}}\left(\frac{\rho w}{\mu}\right)^{0,6}\cdot$$

Pentru mai mult de 10 şiruri de tuburi fi=l.

Secţiunea minimă de curgere:

$$14,2(2-6\cdot 0,168)=14,086\ m^2.$$

Viteza de m

$$\rho w=\frac{43\,716}{3\,600\cdot 14,086}=0,8621\quad [kg/m^2\,s].$$

ninimă:

La

$$\lambda=0,07835\quad [W/m\,°C]$$

$$\mu=38,274\cdot 10^{-6}\quad [kg/m\,s]$$

$$\alpha_c=0,292\cdot\frac{0,07835}{0,168^{0,4}}\cdot\left(\frac{0,8621}{38,274\cdot 10^{-6}}\right)^{0,6}=19,094\quad [W/m^2\,°C].$$

Calculul coeficientului de transfer de căldură prin radiaţia pereţilor:

$$\alpha_{rp}=\frac{\frac{A_{pereti\ laterali}}{A_{ecran}}}{\frac{1}{\alpha_c+\alpha_{rg}}+\frac{1}{0,227\,e_p\left(\frac{T_e}{100}\right)^3}}\ [W/m^2\,°C].$$

Coeficientul de emisie a pereților $e_p=0,95$.

Se presupune numărul șirurilor de tuburi 13.

$$A_{ecran}=13\cdot 6\cdot \pi\cdot 0,168\cdot 14,2=584,58\ \text{m}^2$$

înălțimea ocupată de fascicul:

$$h=(n_s-1)s_2+d_e=12\cdot 0,264+0,168=3,336\ \text{m}$$

$$A_{pereți\ laterali}=2\cdot 14,2\cdot 3,336=94,742\ \text{m}^2.$$

$$\alpha_{rp}=\frac{\frac{94,742}{584,58}}{\frac{1}{19,094+12,84}+\frac{1}{0,227\cdot 0,95\cdot 5,32^3}}=2,609\ \text{W/m}^2\,^\circ\text{C}$$

Coeficientul global de transfer de căldură:

$$k_{cd}\approx\alpha_e=\alpha_c+\alpha_{rg}+\alpha_{rp}=19,094+12,84+2,609=34,543\quad [\text{W/m}^2\,^\circ\text{C}]$$

Calculul diferenței medii de temperatură:

900 ← 400

$$\frac{270}{630}\longleftarrow\frac{220}{180}$$

$$\Delta t=\frac{\pm\Delta t_{int}}{N\cdot\ln\frac{1}{1+\frac{\Delta t_{int}}{\Delta t_{ext}}\cdot\ln\frac{\Delta t_{int}-\Delta t_{ext}}{\Delta t_{int}-\Delta t_{ext}(\Delta t_{cr}/\Delta t_{cc})^{1/N}}}}$$

Diferența de temperatură pentru fluidul din interiorul tuburilor: $At._{nl}=270-220=50^\circ\text{C}$.

Diferența de temperatură pentru fluidul din exteriorul tuburilor: $At_{en}=900-400=500^\circ\text{C}$.

Diferența de temperatură la capătul rece al sistemului: $At_{„}=180^\circ\text{C}$.

Diferența de temperatură la capătul cald al sistemului: $At_{„}=630^\circ\text{C}$.

Numărul de încrucișări: $N=n_s=13$.

$$\Delta t=\frac{\pm 50}{13\cdot\ln\frac{1}{1+\frac{50}{500}\cdot\ln\frac{50-500}{50-500(180/630)^{1/13}}}}=359^\circ\text{C}$$

Aria de transfer de căldura necesara:

$$A'_e=\frac{Q_e}{k_{cd}\cdot\Delta t}=\frac{7,245\cdot 10^6}{34,543\cdot 359}=584,2\ \text{m}^2.$$

Numărul de șiruri de tuburi:

$$n_s=\frac{584,2}{6\cdot\pi\cdot 0,168\cdot 14,2}=13.$$

(s-a verificat presupunerea făcută).

Tensiunea termică în convectie:

$$T_t=\frac{Q_e}{A_e}=\frac{7,245\cdot 10^6}{584,58}=12\,394\quad [\text{W/m}^2].$$

Căderile de presiune pe circuitul materiei prime. Pentru a se stabili presiunea necesară a ţiţeiului *la* intrarea în cuptor, trebuiesc ca/cutate: căderea de presiune a ţiţeiului în zona de vaporizare, căderea de presiune a ţiţeiului în zona de încălzire şi diferenţa de presiune dinamică a ţiţeiului.

Calculul căderii de presiune a ţiţeiului în zona de vaporizare se face cu ajutorul relaţiei lui *Ludwig.*

Lungimea echivalentă a serpentinei în care are loc vaporizarea:

$$L_{ev}=L_{er}\cdot\frac{i_f-i_{iv}}{i_f-i_{ir}}$$

Entalpia amestecului final:

$$i_f=0{,}5\cdot 1\,046{,}36+0{,}5\cdot 808{,}15=927{,}26 \quad [\text{kJ/kg}].$$

Entalpia ţiţeiului la intrarea în radiaţie:

$$i_{ir}=633{,}2 \text{ kJ/kg}.$$

Lungimea echivalentă a serpentinei din secţia de radiaţie, pentru un circuit:

$$L_{er}=24\cdot 14{,}8+24\cdot 50\cdot 0{,}148=532{,}8 \text{ m}.$$

Se presupune presiunea la începutul zonei de vaporizare: PJ=12 bar. La această presiune, temperatura iniţială de vaporizare pe CVE este: $t_{it}=32$rc.

Entalpia ţiţeiului total lichid la începtul zonei de vaporizare:

$$i_{iv}=[(2{,}964-1{,}332\cdot 0{,}856)\cdot 321+(0{,}003074-0{,}001154\cdot 0{,}856)\cdot 321^2]\cdot$$
$$\cdot(0{,}0538\cdot 11{,}7+0{,}3544)=787{,}47 \text{ kJ/kg}.$$

$$L_{ev}=532{,}8\cdot\frac{927{,}26-787{,}47}{927{,}26-633{,}2}=253{,}28 \text{ m}.$$

*

Pentru că $L_{ev}<L_{er}$ vaporizarea începe în secţia de radiaţie.

Relaţia de verificare a presiunii presupuse:

$$p_i=\sqrt{p_f^2+f\frac{(\rho w)^2}{d_i}\left(\frac{p_i}{\rho_i}+\frac{p_f}{\rho_f}\right)L_{ev}}\cdot$$

Presiunea la ieşirea din cuptor $p/=1{,}6\text{-}10^3$ N/m^2. Se admite coeficientul de frecare:

$$f=0{,}0205.$$

Viteza de masă a ţiţeiului:

$$\rho w=\frac{187\,500\cdot 4}{2\cdot 3\,600\cdot\pi\cdot 0{,}148^2}=1\,513{,}8 \quad [\text{kg/m}^2\,\text{s}].$$

Densitatea amestecului la ieşirea din cuptor:

$$\rho_f=\frac{1}{\frac{e}{\rho_v}+\frac{1-e}{\rho_l}}$$

$$\rho_l=f(d_{15}^{15}=0{,}90257;\ t=336^\circ\text{C})=710 \quad [\text{kg/m}^3].$$

Masa molară a vaporizatului:

$$M=f(d_{15}^{15}=0{,}856;\ t_{iv}=321°C)=630\ [kg/m^3]$$

$$\rho_v=\frac{pM}{RT}=\frac{1{,}6\cdot 10^5\cdot 162}{8\,314(336+273)}=5{,}119\quad [kg/m^3]$$

$$P/=\ {}_{n}.\ {}^{1}\ {}_{n}.\ -10{,}165\quad [kg/m^3].$$

$$\begin{matrix}0{,}5 & 0{,}0\\ 5{,}119 & 710\end{matrix}$$

Densitatea ţiţeiului total lichid la intrarea în zona de vaporizare:

$$\rho_i=f(d_{15}^{15}=0{,}856;\ t_{iv}=321°C)=630\ [kg/m^3]$$

$$p_i=\sqrt{1{,}6^2\cdot 10^{10}+0{,}0205\cdot\frac{1\,513{,}8^2}{0{,}148}\left(\frac{12{,}10^5}{630}+\frac{1{,}6\cdot 10^5}{10{,}165}\right)\cdot 253{,}28}=$$

$$=12{,}017\cdot 10^5\ N/m^2=12{,}017\ [bar].$$

(această valoare este cu numai 0,14% mai mare decît valoarea presupusă).

Căderea de presiune în zona de vaporizare:

$$\Delta p_v=p_i-p_f=12{,}017-1{,}6=10{,}417\ [bar].$$

In continuare, se calculează Ap_v, numai pentru comparaţie, cu *metoda Lockhart-Martinelli* a curgerii bifazice.

Se presupune p;=11,8 bar, pentru care corespund:

$$t_{iv}=318°C;\ i_{iv}=778{,}15\ kJ/kg\ şi\ L_{ev}=270{,}17\ m$$

Temperatura medie

$$t_m=\frac{336+318}{2}=327°C.$$

Fracţia masică medie a

$$e_m=\frac{0{,}5}{2}=0{,}25.$$

Densitatea relativă a vaporizatului:

$$\frac{100}{0{,}856}=\frac{}{0{,}7845}+\frac{d_{15}^{15}=0{,}7845.}{d_{15}^{15}};\quad d_{15}^{15}=0{,}8828.$$

Densitatea lichidului la temperatura medie:

$$\rho_l=f(d_{15}^{15}=0{,}8828;\ t_m=327°C)=680\ [kg/m^3].$$

Masa molară a vaporizatului:

$$M=f(d_{15}^{15}=0{,}7845;\ K=11{,}7)=130\ [kg/kmol].$$

Presiunea medie în zona de vaporizare:

$$p_m = \frac{11,8+1,6}{2} = 6,7 \text{ bar.}$$

Densitatea vaporilor în condițiile medii:

$$\rho_v = \frac{p_m M}{RT_m} = \frac{6,7 \cdot 10^5 \cdot 130}{8\,314\,(327+273)} = 17,461 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Viscozitatea lichidului:

$$\nu_l = f(K=11,7;\ d_{15}^{15}=0,8828;\ t_m=327°C) = 0,36 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/s]}.$$

$$\mu_l = \nu_l \rho_l = 0,36 \cdot 10^{-6} \cdot 680 = 244,8 \cdot 10^{-6} \text{ [kg/m s]}.$$

Viscozitatea vaporilor:

$$\mu_v = f(M=130;\ t_m=327°C) = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ [kg/m s]}.$$

$$X = \left(\frac{1-e_m}{e_m}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} = \left(\frac{0,75}{0,25}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{17,461}{680}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{244,8 \cdot 10^{-6}}{10,5 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,1} = 0,59014.$$

$$z_1 = f(X=0,59014) = 5,6.$$

Fac

$$Re_l = \frac{4m_l}{\pi \cdot d_i \cdot \mu_l} = \frac{4 \cdot 187\,500 \cdot 0,75}{2 \cdot 3\,600 \cdot \pi \cdot 0,148 \cdot 244,8 \cdot 10^{-6}} = 6,8638 \cdot 10^5$$

$$f_l = \frac{0,1694}{Re_l^{0,164}} = 0,018695.$$

$$w_l = \frac{4 \cdot m_l}{\rho_l \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 187\,500 \cdot 0,75}{2 \cdot 3\,600 \cdot 680 \cdot \pi \cdot 0,148^2} = 1,6696 \text{ [m/s]}$$

$$p_i = p_f + f_l \cdot \frac{\rho_l w_l^2}{2} \cdot \frac{L_{ct}}{d_i} z_l^2 = 1,6 \cdot 10^5 + \frac{0,018695 \cdot 680 \cdot 1,6696^2 \cdot 270,17 \cdot 5,6^2}{2 \cdot 0,148} =$$

Viteza lichidului: $= 11,743 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 11,743 \text{ [bar]}$

(această valoare este cu numai 0,48% mai mică decît valoarea presupusă).

Căderea de presiune în zona de vaporizare, calculată cu metoda Lockhart-Martinelli:

$$\Delta p_v = p_i - p_f = 11,743 - 1,6 = 10,143 \text{ [bar]}.$$

(valoare foarte apropiată de cea obținută prin metoda Ludwig).

Căderea de presiune a țițeiului In zona de încălzire:

$$\Delta p_i = f \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{L_{ct}}{d_i} F;\ F \approx 1.$$

Lungimea echivalentă a serpentinei din secția de radiație în care are loc încălzirea:

$$L_{er} - L_{ev} = 532,8 - 253,28 = 279,52 \text{ m}.$$

Lungimea echivalentă a serpentinei din secția de convecție, pentru un circuit:

$$L_{ec} = \frac{13 \cdot 6}{2}(14{,}8 + 50 \cdot 0{,}148) = 865{,}8 \text{ m.}$$

Lungimea echivalentă a serpentinei în care are loc încălzirea:

$$L_{ei} = 279{,}52 + 865{,}8 = 1\,145{,}3 \text{ m.}$$

Temperatura medie a țițeiului în zona de încălzire:

$$\frac{220+321}{2} = 270{,}5°\text{C.}$$

Densitatea ț

$$\rho = f(d_{15}^{15} = 0{,}856;\ t = 270{,}5°\text{C}) = 665 \quad [\text{kg/m}^3].$$

V

$$w = \frac{187\,500 \cdot 4}{2 \cdot 3\,600 \cdot 665 \cdot \pi \cdot 0{,}148^2} = 2{,}2763 \text{ m/s.}$$

$$\nu = f(K = 11{,}7;\ d_{15}^{15} = 0{,}856;\ t = 270{,}5°\text{C}) = 0{,}359 \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^2/\text{s}].$$

$$Re = \frac{d_i w}{\nu} = \frac{0{,}148 \cdot 2{,}2763}{0{,}359 \cdot 10^{-6}} = 9{,}3842 \cdot 10^5.$$

$$f = \frac{0{,}1694}{Re^{0{,}164}} = 0{,}01776.$$

$$\Delta p_i = \frac{0{,}01776 \cdot 665 \cdot 2{,}2763^2 \cdot 1\,145{,}3}{2 \cdot 0{,}148} = 2{,}368 \cdot 10^5\ [\text{N/m}^2] = 2{,}368 \quad [\text{bar}].$$

Dijerența de presiune dinamică a țițeiului în cuptor se calculează cu metoda Lockhart-Martinelli:

$$\Delta p_d = \frac{\rho_{l2} \cdot w_{l2}^2}{2} Y_l + \frac{\rho_{v2} w_{v2}^2}{2} Y_v - \frac{\rho_{l1} w_{l1}^2}{2}$$

$$w_{l2} = \frac{m_{l2}}{\rho_{l2} Y_l S_i};\quad w_{v2} = \frac{m_{v2}}{\rho_{v2} Y_v S_i}$$

$$Y_l = f(X);\ Y_v = 1 - Y_l$$

Parametrul Lockhart-Martinelli:

$$X = \left(\frac{1-e}{e}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{v2}}{\rho_{l2}}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_{l2}}{\mu_{v2}}\right)^{0,1}$$

Pentru țiței la intrarea în cuptor:

$$\rho_{l1} = f(d_{15}^{15} = 0{,}856;\ t = 220°\text{C}) = 725 \quad [\text{kg/m}^3].$$

$$w_{l1} = \frac{187\,500 \cdot 4}{2 \cdot 3\,600 \cdot 725 \cdot \pi \cdot 0{,}148^2} = 2{,}088 \quad [\text{m/s}].$$

Densitatea lichidului la ieșirea din cuptor:

$$\rho_{l_2} = 710 \quad [\text{kg/m}^3].$$

Densitatea vaporilor la ieşirea din cuptor:

$$\rho_{v_2} = 5{,}119 \quad [\text{kg/m}^3].$$

Vi $\nu_{l_2} = f(K=11{,}7;\ d_{15}^{15}=0{,}90257;\ t=336°C) = 0{,}465 \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^2/\text{s}].$

$$\mu_{l_2} = 0{,}465 \cdot 10^{-6} \cdot 710 = 330{,}15 \cdot 10^{-6} \quad [\text{kg/m s}].$$

Viscozitatea vaporilor la ieşirea din cuptor:

$$\mu_{v_2} = f(M=162;\ t=336°C) = 9 \cdot 10^{-6} \quad [\text{kg/m s}].$$

$$X = \left(\frac{0{,}5}{0{,}5}\right)^{0{,}9} \cdot \left(\frac{5{,}119}{710}\right)^{0{,}5} \cdot \left(\frac{330{,}15 \cdot 10^{-6}}{9 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}1} = 0{,}1217.$$

Fracţia volumică a lichidului la ieşire:

$$Y_l = f(X=0{,}1217) = 0{,}06;\ Y_v = 1 - 0{,}06 = 0{,}94)$$

Viteza lichidului la ieşirea din cuptor:

$$w_{l_2} = \frac{187\,500 \cdot 0{,}5 \cdot 4}{2 \cdot 3\,600 \cdot 710 \cdot 0{,}06 \cdot \pi \cdot 0{,}148^2} = 17{,}767 \text{ m/s}.$$

Viteza vaporilor la ieşirea din cuptor:

$$w_{v_2} = \frac{187\,500 \cdot 0{,}5 \cdot 4}{2 \cdot 3\,600 \cdot 5{,}119 \cdot 0{,}94 \cdot \pi \cdot 0{,}148^2} = 157{,}29 \text{ m/s}$$

Această viteză trebuie să fie mai mică decît viteza sunetului în condiţiile corespunzătoare.

$$w_s = \sqrt{k \frac{R}{M_V} \cdot T_2} = \sqrt{1{,}333 \cdot \frac{8\,314}{162} (336+273)} = 204 \text{ m/s}.$$

(se constată că $w_{V2} < w_s$).

$$\Delta p_d = \frac{710 \cdot 17{,}767^2}{2} \cdot 0{,}06 + \frac{5{,}119 \cdot 157{,}29^2}{2} \cdot 0{,}94 - \frac{725 \cdot 2{,}088^2}{2} =$$

$$= 0{,}647 \cdot 10^5 \ [\text{N/m}^2] = 0{,}647 \quad [\text{bar}].$$

Diîerenţa de presiune de poziţie se neglijează.

Presiunea necesară a ţiţeiului la intrarea în cuptor:

$$p_1 = p_2 + \Delta p_v + \Delta p_i + \Delta p_d = 1{,}6 + 10{,}417 + 2{,}368 + 0{,}647 = 15{,}032 \quad [\text{bar}].$$

Dimensionarea preîncălzitorului de aer. Se admit: lungimea preîncălzitorului 6 m; lăţimea preîncălzitorului 2 m (egală cu lăţimea secţiei de convecţie); tuburi cu $d_e = 42{,}2$ mm şi d;—32,5 mm aşezate în triunghi echilateral cu latura $s_1 = 1{,}5\ d_e$.

Sarcina termică a preîncălzitorului:

$$Q_{aer} = 9{,}9513 \cdot 10^6 \ [\text{kJ/h}] = 2{,}7643 \cdot 10^6 \quad [\text{W}].$$

Preîncălzitorul se realizează cu două păsuri pentru aer şi cu circulaţia aerului transversală pe lungimea preîncălzitorului.

Calculul diferenței medii de temperatură:

$$\begin{array}{rl} 400 \longrightarrow & 180 \\ 250 \longleftarrow & 10 \\ \hline & 150 \qquad 170 \end{array}$$

$$\Delta t_c = \frac{170-150}{\ln\frac{170}{150}} = 159{,}8 \quad [°C].$$

$$\Delta t = \Delta t_c^{\,1-\frac{1}{N}} \left[\frac{\Delta t_{int}}{\ln \dfrac{1}{1+\dfrac{\Delta t_{int}}{\Delta t_{ext}} \cdot \ln\left(1-\dfrac{\Delta t_{ext}}{\Delta t_{intrări}}\right)}} \right]^{\frac{1}{N}}$$

$\Delta t_{int} = 400-180 = 220°C;$
$\Delta t_{ext} = 250-10 = 240°C;$
$\Delta t_{intrări} = 400-10 = 390°C.$

$$\Delta t = 159{,}8^{\,1-\frac{1}{2}} \left[\frac{220}{\ln \dfrac{1}{1+\dfrac{220}{240} \ln\left(1-\dfrac{240}{390}\right)}} \right]^{\frac{1}{2}} = 129{,}8°C$$

(această valoare este mai defavorabilă decît cea obținută cu relația generală).

Se presupune $k_{ed}=12$ [W/m^2 °C].

Tensiunea termică $T_t = k_{cd} At = l$ 558 W/m^2.

Aria de transfer de căldură necesară:

$$A_e = \frac{Q_{ser}}{k_{ed}\,\Delta t} = \frac{2{,}7643 \cdot 10^6}{12 \cdot 129{,}8} = 1\,774{,}7 \text{ m}^2.$$

Numărul de tuburi pe un șir transversal pe direcția curgerii (pe lungimea de 6 m):

$$n = \frac{l}{s_2} - 0{,}5 = \frac{6}{1{,}5 \cdot 0{,}0422} - 0{,}5 = 94.$$

Numărul de șiruri de tuburi (pe lățimea de 2 m):

$$n' = \frac{l'}{s_2} = \frac{2}{\frac{\sqrt{3}}{2} s_1} = \frac{2 \cdot 2}{\sqrt{3} \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}0422} = 36.$$

Numărul total de tuburi:

$$n \cdot n' = 94 \cdot 36 = 3\,384.$$

Lungimea tubur

$$L = \frac{1\,774{,}7}{3\,384 \cdot \pi \cdot 0{,}0422} = 3{,}956 \text{ m}.$$

In cele ce urmează, se vor calcula α, și at_e, pentru a se verifica k_{ed} presupus.

Calculul lui α_{tj}, pentru gazele de ardere care circulă prin interiorul tuburilor:

$$\alpha_i = \alpha_c + \alpha_{rg}.$$

Debitul volumic de gaze de ardere, la temperatura medie:

$$V = \frac{Bnt}{3\,600} \cdot 22{,}4 \cdot \frac{t_g + 273}{273},$$

$$t_g = \frac{400 + 180}{2} = 290°C$$

$$V = \frac{2\,304 \cdot 0{,}65955 \cdot 22{,}4 \cdot 563}{3\,600 \cdot 273} = 19{,}5 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Secţiunea de curgere:

$$3\,384 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}0325^2}{4} = 2{,}807 \text{ m}^2.$$

Viteza medie a gazelor de ardere:

$$w = \frac{19{,}5}{2{,}807} = 6{,}947 \text{ m/s}.$$

Proprietăţile fizice medii pentru gazele de ardere la 290°C:

$$\lambda = 0{,}04747 \text{ [W/m °C]}; \ \mu = 27{,}156 \cdot 10^{-6} \text{ [kg/ms]}; \ Pr = 0{,}652.$$

$$\rho = \frac{pM}{RT} = \frac{1{,}0132 \cdot 10^5 \cdot 28{,}768}{8\,314 \cdot 563} = 0{,}6227 \text{ kg/m}^3.$$

$$Re = \frac{d_i w \rho}{\mu} = \frac{0{,}0325 \cdot 6{,}947 \cdot 0{,}6227}{27{,}156 \cdot 10^{-6}} = 5\,177.$$

$$Nu = 0{,}023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \cdot \left(1 - \frac{600\,000}{Re^{1.8}}\right) = 0{,}023 \cdot 935{,}97 \cdot 0{,}84275 \cdot 0{,}87617 = 15{,}896.$$

$$\alpha_c = \frac{Nu\lambda}{d_i} = \frac{15{,}896 \cdot 0{,}04747}{0{,}0325} = 23{,}22 \text{ [W/m}^2 \text{ °C]}.$$

$$\alpha_{rg} = \alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O}$$

$$\alpha_{CO_2} = \frac{10{,}35 e_c (p_{CO_2} \cdot l)^{0.4}}{t_g - t_c} \cdot \left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{3.2} - \left(\frac{T_c}{100}\right)^{3.2} \left(\frac{T_g}{T_c}\right)^{0.65}\right]$$

$$x = 2{,}32 + 1{,}37 \cdot (p_{H_2O} \cdot l)^{0.3333}$$

$$\alpha_{H_2O} = \frac{e_c (46{,}52 - 84{,}9 \cdot p_{H_2O} \cdot l)(p_{H_2O} \cdot l)^{0.6}}{t_g - t_c} \cdot \left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^x - \left(\frac{T_c}{100}\right)^x\right]$$

$$l = 0{,}9 d_i = 0{,}9 \cdot 0{,}0325 = 0{,}02925 \text{ [m]}.$$

$$p_{CO_2} \cdot l = 0{,}11317 \cdot 0{,}02925 = 0{,}00331 \text{ [bar·m]}.$$

$$p_{H_2O} \cdot l = 0{,}11897 \cdot 0{,}02925 = 0{,}00348 \text{ [bar·m]}.$$

$$t_g = 290°C; \ T_g = 563 \text{ K}; \ e_c = 0{,}9.$$

Se admite temperatura medie a ecranului:

$$t_e \approx t_g - \frac{2}{3}(t_g - t_a) = 290 - \frac{2}{3}\left(290 - \frac{10+250}{2}\right) = 183°C;\quad T_e = 456\ K.$$

$$\alpha_{CO_2} = \frac{10{,}35 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}00331^{0{,}4}}{290-183} \cdot \left[5{,}63^{3{,}2} - 4{,}56^{3{,}2} \cdot \left(\frac{563}{456}\right)^{0{,}65}\right] = 0{,}9295 \quad [W/m^2\,°C]$$

$$x = 2{,}32 + 1{,}37 \cdot 0{,}00348^{0{,}3333} = 2{,}5276.$$

$$\alpha_{H_2O} = \frac{0{,}9\,(46{,}52 - 84{,}9 \cdot 0{,}00348)^{0{,}6}}{290-183}\,(5{,}63^{2{,}5276} - 4{,}56^{2{,}5276}) =$$

$$= 0{,}4243 \quad [W/m^2\,°C].$$

$$\alpha_{rg} = 0{,}9295 + 0{,}4243 = 1{,}354 \quad [W/m^2\,°C].$$

$$\alpha_i = 23{,}22 + 1{,}354 = 24{,}574 \quad [W/m^2\,°C].$$

Calculul lui $<x_e$, pentru aerul care circulă prin spaţiul intertubular.

Secţiunea minimă de curgere:

$$S_{min} = (6 - 94 \cdot 0{,}0422) \cdot \frac{3{,}956}{2} = 4{,}0217\ m^2.$$

Debitul volumic de aer la temperatura medie şi presiunea normală atmosferică:

$$V = \frac{BL}{3\,600} \cdot 22{,}4 \cdot \frac{t_a + 273}{273} = \frac{2\,304 \cdot 0{,}6111 \cdot 22{,}4 \cdot (130+273)}{3\,600 \cdot 273} = 12{,}933 \quad [m^3/s].$$

Viteza aerului:

$$w = \frac{V}{S_{mta}} = \frac{12{,}933}{4{,}0217} = 3{,}216 \quad m/s.$$

Pentru aşezare în triunghi $C = 0{,}35$; $Nu = C_0 \cdot Re^{0{,}6} Pr^{1/3}$.

Pentru un număr de şiruri mai mare decît 10, (i=1 (în acest caz sînt 2-36 = 72 şiruri).

Proprietăţile fizice ale aerului la 130°C şi presiunea atmosferică:

$$\lambda = 0{,}03415\ W/m\,°C;\quad \nu = 26{,}63 \cdot 10^{-6}\ m^2/s;\quad Pr = 0{,}685.$$

$$Re = \frac{d_e w}{\nu} = \frac{0{,}0422 \cdot 3{,}216}{26{,}63 \cdot 10^{-6}} = 5\,096.$$

$$Nu = 0{,}33 \cdot 5\,096^{0{,}6} \cdot 0{,}685^{0{,}3333} = 48{,}763$$

$$\alpha_e = \frac{Nu\lambda}{d_e} = \frac{48{,}763 \cdot 0{,}03415}{0{,}0422} = 39{,}46 \quad [W/m^2\,°C].$$

Coeficientul

$$k_{ed} = \frac{1}{\frac{d_e}{\alpha_i d_i} + R_{d_i} \cdot \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2\lambda_0} \ln \frac{d_e}{d_i} + R_{de} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

Pentru gaze de ardere /?$_{dl}$=0,00172 [m^{2}C°/W].

Pentru aer ft$_{de}$=0,000344 [m^2 °C/W].

Pentru oțel carbon la t$_e$=183 [°C]: 7,$_0$=42[W/m °C].

$$k_{ed}=\frac{1}{\frac{0{,}0422}{24{,}574\cdot 0{,}0325}+\frac{0{,}00172\cdot 0{,}0422}{0{,}0325}+\frac{0{,}0422}{2\cdot 42}\ln\frac{0{,}0422}{0{,}0325}+0{,}000344+\frac{1}{39{,}46}}=$$

$$=12{,}36\ \text{W/m}^2\,°\text{C (s-a presupus } k_{ed}=12\ \text{W/m}^2\,°\text{C}).$$

Verificarea temperaturii ecranului:

$$t_e=t_g-\frac{k_{ed}(t_g-t_a)d_e}{\alpha_i d_i}=290-\frac{12{,}36(290-130)\cdot 0{,}0422}{24{,}574\cdot 0{,}0325}=185°\text{C}.$$

(s-a presupus t$_c$=183°C).

Căderile de presiune pe circuitul gazelor de ardere. Tirajul necesar la baza coșului se obține prin însumarea tuturor căderilor de presiune de pe circuitul gazelor de ardere, pînă la baza coșului.

Se admite căderea de presiune a gazelor de ardere, prin frecare, în secția de radiație:

$$\Delta p_1=5\ \text{N/m}^2.$$

Căderea de presiune cauzată de reducerea secțiunii de curgere, la trecerea din secția de radiație în secția de convectie:

$$\Delta p=\left(0{,}53334-0{,}51667\cdot\frac{A_2}{A_1}\right)\frac{\rho w_2^2}{2}$$

(se calculează acoperitor, cu neglijarea unghiului de convergență).

$$A_1=14{,}2\cdot 4=56{,}8\ \text{m}^2;\quad A_2=14{,}2\cdot 2=28{,}4\ \text{m}^2.$$

Densitatea gazelor de ardere la £$_P$=900"C:

$$\rho=\frac{pM}{RT_p}=\frac{1{,}0132\cdot 10^5\cdot 28{,}768}{8\,314\cdot 1\,173}=0{,}29888\ \text{kg/m}^3.$$

Viteza gazelor de ardere în secțiunea finală:

$$w_2=\frac{43\,716}{3\,600\cdot 0{,}29888\cdot 28{,}4}=1{,}4306\ \text{m/s}.$$

$$\Delta p_2=\left(0{,}53334-0{,}51667\,\frac{28{,}4}{56{,}8}\right)\cdot\frac{0{,}29888\cdot 1{,}4306^2}{2}=0{,}084\quad[\text{N/m}^2].$$

Căderea de presiune cauzată de frecare, în secția de convectie (așezare în triunghi; s/d_e< 1,885):

$$\Delta p=\frac{1{,}93\cdot\rho\cdot w^2(n_z+1)\sqrt{d_e/s_1}}{Re^{0{,}25}}$$

(*w* se ia în secțiunea minimă de curgere).

Densitatea gazelor de ardere, în secția de convecție:

$$\rho = \frac{pM}{RT_g} = \frac{1{,}0132 \cdot 10^5 \cdot 28{,}768}{8\,314 \cdot 923} = 0{,}37983 \text{ kg/m}^3.$$

$$\rho w = 0{,}8621 \quad [\text{kg/m}^2\text{ s}].$$

$$w = \frac{0{,}8621}{0{,}37983} = 2{,}2697 \quad [\text{m/s}]$$

$$Re = \frac{d_e w \rho}{\mu} = \frac{0{,}168 \cdot 0{,}8621}{38{,}274 \cdot 10^{-6}} = 3\,784.$$

$$\Delta p_3 = \frac{1{,}93 \cdot 0{,}8621 \cdot 2{,}2697 \cdot 14}{3\,784^{0.25}} \cdot \sqrt{\frac{0{,}168}{0{,}305}} = 5{,}003 \quad [\text{N/m}^2].$$

Căderea de presiune cauzată de reducerea secțiunii de curgere, la trecerea din secția de convecție în țevile preîncălzitorului:

$$\Delta p = \left(0{,}53334 - 0{,}51667 \frac{A_2}{A_1}\right) \frac{\rho w_2^2}{2}$$

$A_1 = 14{,}2 \cdot 2 = 28{,}4$ m².

$A_2 = 2{,}807$ m² (aria secțiunii interioare a tuburilor).

Densitatea gazelor de ardere la 400°C:

$$\rho = \frac{pM}{RT} = \frac{1{,}0132 \cdot 10^5 \cdot 28{,}768}{8\,314 \cdot 673} = 0{,}5209 \quad [\text{kg/m}^3].$$

$$w_2 = \frac{43\,716}{3\,600 \cdot 0{,}5209 \cdot 2{,}807} = 8{,}305 \quad [\text{m/s}].$$

$$\Delta p_4 = \left(0{,}53334 - 0{,}51667 \cdot \frac{2{,}807}{28{,}4}\right) \cdot \frac{0{,}5209 \cdot 8{,}305^2}{2} = 8{,}664 \quad [\text{N/m}^2].$$

Căderea de presiune prin frecare în țevile preîncălzitorului:

$$\Delta p = f \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{L}{d_i}$$

$Re = 5\,177$; $\rho = 0{,}6227$ kg/m³; $w = 6{,}947$ m/s; $L = 3{,}956$ m.

Pentru $Re = 10^3 \ldots 10^5$; $f = \frac{0{,}4205}{Re^{0.243}} = 0{,}05263.$

$$\Delta p_5 = \frac{0{,}05263 \cdot 0{,}6227 \cdot 6{,}947^2 \cdot 3{,}956}{2 \cdot 0{,}0325} = 96{,}261 \quad [\text{N/m}^2].$$

Căderea de presiune cauzată de mărirea secțiunii de curgere la ieșirea din țevile preîncălzitorului:

$$\Delta p = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \cdot \frac{\rho w_1^2}{2}$$

$A_1 = 2{,}807$ m²; $A_2 = 6 \cdot 2 = 12$ m².

Densitatea gazelor de ardere la 180°C:

$$\rho = \frac{1{,}0132 \cdot 10^5 \cdot 28{,}768}{8\,314 \cdot 458} = 0{,}7739 \quad [\text{kg/m}^3].$$

Viteza gazelor de ardere în tuburile preîncălzitorului, la ieşire:

$$w_1 = \frac{43\,716}{3\,600 \cdot 0{,}7739 \cdot 2{,}807} = 5{,}59 \quad [\text{m/s}].$$

$$\Delta p_6 = \left(1 - \frac{2{,}807}{12}\right)^2 \cdot \frac{0{,}7739 \cdot 5{,}59^2}{2} = 7{,}096 \quad [\text{N/m}^2].$$

Căderea de presiune cauzată de reducerea secţiunii de curgere, la intrarea în cos:

$$\Delta p = \left(0{,}53334 - 0{,}51667 \frac{A_2}{A_1}\right) \frac{\rho w_2^2}{2}$$

(se calculează acoperitor, cu neglijarea unghiului de convergenţă).

$$A_1 = 12 \text{ m}^2.$$

Debitul volum $V = \frac{43\,716}{3\,600 \cdot 0{,}7739} = 15{,}691 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$

Se admite diametrul interior al coşului A=1,5 m.

Viteza gazelor de ardere în coş (la intrare):

$$w_2 = \frac{15{,}691 \cdot 4}{\pi \cdot 1{,}5^2} = 8{,}879 \text{ m/s (acceptabilă).}$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot 1{,}5^2}{4} = 1{,}767 \text{ m}^2.$$

$$\Delta p_7 = \left(0{,}53334 - 0{,}51667 \frac{1{,}767}{12}\right) \cdot \frac{0{,}7739 \cdot 8{,}879^2}{2} = 13{,}949 \quad [\text{N/m}^2].$$

Căderea de presiune cauzată de registrul de gaze de ardere:

$$\Delta p = 2^{7-10 \cdot x} \frac{\rho w^2}{2}$$

(w — viteza gazelor de ardere în coş).

Se admite x=0,6 (fracţia secţiunii libere).

$$\Delta p_8 = 2^{7-10 \cdot 0{,}6} \cdot \frac{0{,}7739 \cdot 8{,}879^2}{2} = 61{,}012 \quad [\text{N/m}^2].$$

înainte de a se calcula diferenţele de presiune statică, se stabilesc cotele spaţiilor libere caracteristice:

— distanţa de la sol pînă la podeaua secţiei de radiaţie 2,8 m;

— distanţa de la partea superioară a radiaţiei pînă la fasciculul de tuburi din convecţie 0,6'm;

— distanţa de la fasciculul convecţiei pînă la spaţiul de racordare convecţie-preîncălzitor 0,4 m;

— înălţimea spaţiului de racordare convecţie-preîncălzitor, pentru un unghi de 30°:

$$\frac{11{,}2 - 6}{2} \operatorname{tg} 30^\circ = 2{,}367 \text{ m},$$

— distanţa de la tuburile preîncălzitorului pînă la spaţiul de racordare preîncălzitor-coş 0,4 m;

— • înălțimea spațiului de racordare preîncălzitor-cos, pentru un unghi de 30°:

$$\frac{6-1,5}{2}\cdot \operatorname{tg} 30°=1,299 \text{ m.}$$

în figura A.26 este prezentată schița cuptorului dimensionat.

Diferența de presiune statică în secția de radiație:

$$\Delta p=-H(\rho_a-\rho_g)g.$$

Densitatea aerului atmosferic la 10°C:

$$\rho_a=\frac{M_a}{22,4}\cdot\frac{273}{273+t_a}=\frac{28,84\cdot 273}{22,4\cdot 283}=1,242 \text{ kg/m}^3.$$

înălțimea secției de radiație:

$$H=6,1+1=7,1 \text{ m}$$

Temperatura medie în focar $t_{li}=940°C$.

Densitatea gazelor de ardere la această temperatură:

$$\rho_g=\frac{M_g}{22,4}\cdot\frac{273}{273+t_g}=\frac{28,768\cdot 273}{22,4\cdot 1213}=0,289 \quad [\text{kg/m}^3].$$

$$\Delta p_9=-7,1(1,242-0,289)\cdot 9,81=-66,377 \text{ N/m}^2.$$

Diferența de presiune statică în secția de convecție se calculează asemănător.

$$H=0,6+3,336+0,4=4,336 \text{ m}$$

$$\rho_g=0,37983 \text{ kg/m}^3 \ (t_g=650°C)$$

$$\Delta p_{10}=-4,336(1,242-0,37983)\cdot 9,81=-36,673 \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$$

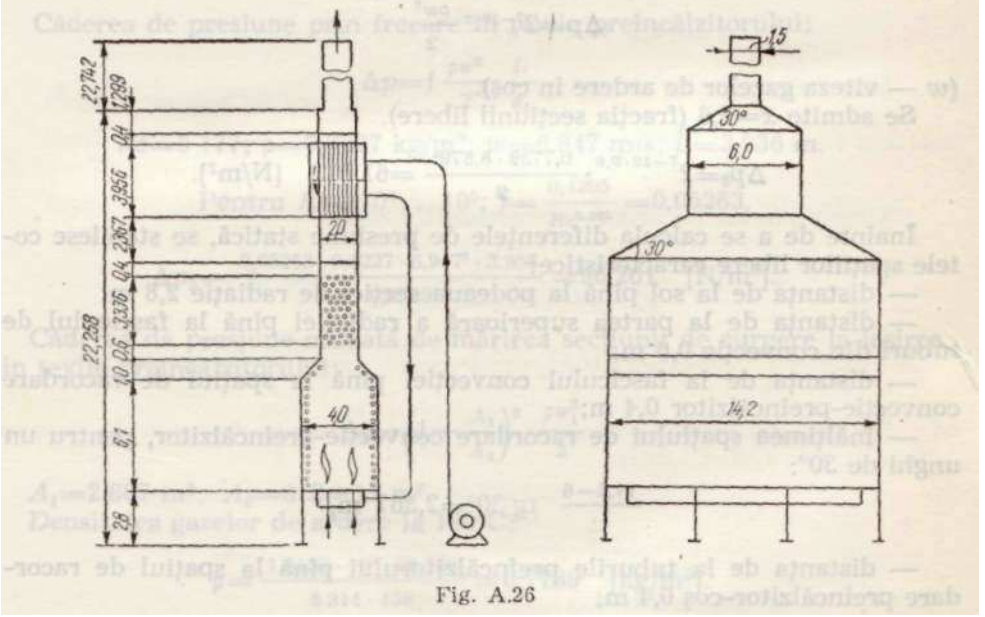


Fig. A.26

Diferența de presiune statică în preîncălzitor, inclusiv cele două spații de racordare:

$$H=2{,}367+3{,}956+0{,}4+1{,}299=8{,}022 \text{ m.}$$

$$\rho_g=0{,}6227 \text{ kg/m}^3 \ (t_g=290°C).$$

$$\Delta p_{11}=-8{,}022(1{,}242-0{,}6227)\cdot 9{,}81=-48{,}736 \quad \left[\frac{N}{m^2}\right]$$

Tirajul necesar la baza coșului:

$$\Delta p_t=\Sigma \Delta p_i=5+0{,}084+5{,}003+8{,}664+96{,}261+7{,}096+13{,}949+$$
$$+61{,}012-66{,}377-36{,}673-48{,}736=45{,}283 \text{ N/m}^2$$

Verificarea coșului. Din calculele anterioare, se poate constata că, lăsîndu-se deschis registrul de gaze, nu este necesar coșul pentru a se asigura circulația gazelor de ardere. Din motive de securitate, s-a impus ca evacuarea gazelor de ardere în atmosferă să se facă la cota 45 m față de sol.

Cota bazei coșului are valoarea:

$$2{,}8+7{,}1+4{,}336+8{,}022=22{,}258 \text{ m.}$$

înălțimea necesară a cosului:

$$H=45-22{,}258=22{,}742 \text{ m}$$

Tirajul realizat de cos: $\Delta p'_t=H(\rho_a-\rho_g)\cdot g-f\cdot\frac{\rho_g w^2}{2}\cdot\frac{H}{D_t}-\frac{\rho_v w_v^2}{2}$.

Se presupune o cădere de temperatură a gazelor de ardere în coș de 14°C, deci temperatura la vîrful coșului ^=180—14=166°C.

Densitatea gazelor de ardere la vîrful coșului:

$$\rho_v=\frac{M_g}{22{,}4}\cdot\frac{273}{273+t_v}=\frac{28{,}768\cdot 273}{22{,}4\cdot 439}=0{,}79866 \quad [\text{kg/m}^3].$$

Viteza gazelor de ardere la vîrful coșului:

$$w_v=\frac{43\,716\cdot 4}{3\,600\cdot 0{,}79866\cdot\pi\cdot 1{,}5^2}=8{,}604 \text{ m/s.}$$

Temperatura medie a gazelor de ardere în coș:

$$t_g=\frac{180+166}{2}=173°C.$$

Densitatea gazelor de ardere la această temperatură:

$$\rho_g=\frac{28{,}768\cdot 273}{22{,}4\cdot 446}=0{,}78612 \text{ kg/m}^3.$$

Viteza medie a gazelor de ardere în cos: $w_t=\frac{43\,716\cdot 4}{3\,600\cdot 0{,}78612\cdot\pi\cdot 1{,}5^2}=8{,}7413$ m/s.

Viscozitatea gazelor de ardere la 173°C:

$$\mu = 22{,}787 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m s}$$

$$Re = \frac{D_i w \rho_g}{\mu} = \frac{1{,}5 \cdot 8{,}7413 \cdot 0{,}78612}{22{,}787 \cdot 10^{-6}} = 452\,344$$

$$f = \frac{0{,}1694}{Re^{0{,}164}} = 0{,}02002.$$

$$\Delta p_i' = 22{,}742(1{,}242 - 0{,}78612)9{,}81 - \frac{0{,}02002 \cdot 0{,}78612 \cdot 8{,}7413^2 \cdot 22{,}742}{2 \cdot 1{,}5} - \frac{0{,}79866 \cdot 8{,}604^2}{2} = 63{,}028 \left[\frac{N}{m^2}\right]$$

Acest tiraj realizat de coș fiind mai mare decît tirajul necesar, se poate reduce deschiderea registrului de gaze de ardere pentru a se majora tirajul necesar. Calculul deschiderii necesare a registrului de gaze de ardere:

$$\Delta p_i' - \Delta p_i = 63{,}028 - 45{,}283 = 17{,}745 \quad [N/m^2].$$

Căderea de presiune pe care trebuie să o realizeze registrul:

$$\Delta p = 17{,}745 + 61{,}012 = 78{,}757 \quad [N/m^2]$$

$$\Delta p = 2^{7-10 \cdot x} \cdot \frac{\rho w^2}{2}$$

$$7 - 10 \cdot x = \frac{\ln \frac{2\Delta p}{\rho w^2}}{\ln 2} = \frac{\ln \frac{2 \cdot 78{,}757}{0{,}7739 \cdot 8{,}879^2}}{\ln 2} = 1{,}3683$$

$$x = \frac{7 - 1{,}3683}{} = 0{,}56317.$$

In cele ce urmează se verifică temperatura de la vîrful coșului, presupusă.

Căldura pierdută prin peretele coșului:

$$Q = k_e A_e \Delta t$$

$$\Delta t = t_g - t_a = 173 - 10 = 163°C.$$

Coșul este construit din tablă de otel cu grosimea de 12 mm.

$$D_e = D_i + 2 \cdot 0{,}012 = 1{,}5 + 0{,}024 = 1{,}524 \text{ m.}$$

Aria exterioară a coșului:

$$A_e = \pi D_e \cdot H = \pi \cdot 1{,}524 \cdot 22{,}742 = 108{,}88 \text{ m}^2.$$

Coeficientul global de transfer de căldură:

$$k_e = \frac{1}{\frac{D_e}{\alpha_i D_i} + \frac{D_e}{2\lambda_p} \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

Pentru oțel carbon se ia X,,=43 W/m°C.

Coeficienții parțiali de transfer de căldură au expresiile:

$$\alpha_i=\alpha_{cf}+\alpha_{rg};\ \alpha_e=\alpha_{cl}+\alpha_{rp}$$

Calculul coeficientului de convecție forțată pentru gazele de ardere. Gazele de ardere au la 173°C:

$$\lambda=0{,}037624\ [\mathrm{W/m^{\circ}C}]$$

$$Pr=0{,}6754$$

$$Re=452344;\ Nu=0{,}023Re^{0.8}Pr^{0.4}=0{,}023\cdot 33448\cdot 0{,}85472=657{,}54,$$

$$\alpha_{cf}=\frac{Nu\lambda}{D_i}=\frac{657{,}54\cdot 0{,}037624}{1{,}5}=16{,}493\ [\mathrm{W/m^{2\circ}C}].$$

Calculul coeficientului de transfer de căldură prin radiația gazelor de ardere.

$$\alpha_{rg}=\alpha_{CO_2}+\alpha_{H_2O}$$

$$l=0{,}9\cdot D_i=0{,}9\cdot 1{,}5=1{,}35\ \mathrm{m}$$

$$p_{CO_2}\cdot l=0{,}11317\cdot 1{,}35=0{,}15278\ [\mathrm{bar\cdot m}]$$

$$p_{H_2O}\cdot l=0{,}11897\cdot 1{,}35=0{,}16061\ [\mathrm{bar\cdot m}]$$

$$t_g=173^{\circ}\mathrm{C};\ T_g=446\ \mathrm{K}.$$

Se presupune $t«=f_s-\frac{2}{B}(£«—t_0)=173—\frac{2}{5}(173\text{-}10)=108^{\circ}\mathrm{C}$; $T_e=381$ K.

$$\alpha_{CO_2}=\frac{10{,}35e_c(p_{C_2O_3}\cdot l)^{0.4}}{t_g-t_e}\cdot\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{3{,}2}-\left(\frac{T_e}{100}\right)^{3{,}2}\left(\frac{T_g}{T_e}\right)^{0{,}65}\right]=$$

$$=\frac{10{,}35\cdot 0{,}9\cdot 0{,}15278^{0.4}}{173-108}\left[4{,}46^{3{,}2}—3{,}81^{3{,}2}\cdot\left(\frac{446}{381}\right)^{0{,}65}\right]=2{,}675\ [\mathrm{W/m^{2\circ}C}]$$

$$x=2{,}32+1{,}37(p_{H_2O}\cdot l)^{0{,}3333}=2{,}32+1{,}37\cdot 0{,}16061^{0{,}3333}=3{,}0647$$

$$\alpha_{H_2O}=\frac{e_c(46{,}52-84{,}9\cdot p_{H_2O}\cdot l)\cdot(p_{H_2O}\cdot l)^{0.6}}{t_g-t_e}\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^{x}-\left(\frac{T_e}{100}\right)^{x}\right]=$$

$$=\frac{0{,}9\,(46{,}52-84{,}9\cdot 0{,}16061)\cdot 0{,}16061^{0.6}}{173-108}(4{,}46^{3{,}0647}—3{,}81^{3{,}0647})=5{,}687\ [\mathrm{W/m^2\,^{\circ}C}]$$

$$\alpha_{rg}=2{,}675+5{,}687=8{,}362\ [\mathrm{W/m^2\,^{\circ}C}]$$

$$\alpha_i=16{,}493+8{,}362=24{,}855\ [\mathrm{W/m^2\,^{\circ}C}].$$

Calculul coeficientului de convecție liberă pentru aer, cu relația simplificată:

$$\alpha_{cl}=2{,}56(t_p—t_a)^{0{,}25}\ [\mathrm{W/m^2\,^{\circ}C}].$$

Temperatura peretelui la exterior: t_p *m $i_e=108^{\circ}\mathrm{C}$.

$$\alpha_{cl}=2{,}56(108—10)^{0{,}25}=8{,}055\ [\mathrm{W/m^2\,^{\circ}C}].$$

Calculul coeficientului de transfer de căldură prin radiația peretelui;

$$\alpha_{rp}=\frac{5{,}67\varepsilon_p}{t_p-t_a}\left[\left(\frac{T_p}{100}\right)^4-\left(\frac{T_a}{100}\right)^4\right]\ [\mathrm{W/m^2\,^\circ C}]$$

$$\alpha_{rp}=\frac{5{,}67\cdot 0{,}9}{108-10}\,(3{,}81^4-2{,}83^4)=7{,}632\ [\mathrm{W/m^2\,^\circ C}].$$

$$\alpha_e=8{,}055+7{,}632=15{,}687\ [\mathrm{W/m^2\,^\circ C}]$$

$$k_e=\frac{1}{\frac{1{,}524}{24{,}855\cdot 1{,}5}+\frac{1{,}524}{2\cdot 43}\ln\frac{1{,}524}{1{,}5}+\frac{1}{15{,}687}}=9{,}5324\ [\mathrm{W/m^2\,^\circ C}].$$

Verificarea temperaturilor t_e și t_p:

$$t_e=t_g-\frac{k_e(t_g-t_a)}{\alpha_i}\cdot\frac{D_e}{D_i}=173-\frac{9{,}5324\cdot 163\cdot 1{,}524}{24{,}855\cdot 1{,}5}=109{,}5^\circ\mathrm{C}\ (\text{față de }108^\circ\mathrm{C}).$$

$$t_p=t_a+\frac{k_e(t_g-t_a)}{\alpha_e}=10+\frac{9{,}5324\cdot 163}{15{,}687}=109^\circ\mathrm{C}\ (\text{față de }108^\circ\mathrm{C}).$$

Căldura pierdută de gazele de ardere în coș:

$$Q=9{,}5324\cdot 108{,}88\cdot 163=1{,}6918\cdot 10^5\ [\mathrm{W}]=6{,}0905\cdot 10^5\ [\mathrm{kJ/h}].$$

Entalpia $i_{t_v}=i_{t_c}-\frac{Q}{B}=3\,686-\frac{609\,050}{2\,304}=3\,422\left[\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg\ comb}}\right]$

Temperatura gazelor de ardere la vîrful coșului:

$$t_v=\frac{i_{t_v}}{\Sigma(n_i C_{pi})}$$

(se iau căldurile specifice la t_t=166°C).

$$t_v=\frac{3\,422}{0{,}073667\cdot 39{,}72+0{,}077444\cdot 33{,}87+0{,}48277\cdot 29{,}27+0{,}025666\cdot 29{,}8}=$$

$$=167{,}4^\circ\mathrm{C}\ (\text{față de }166^\circ\mathrm{C}).$$

Calculul circuitului de aer. Se stabilesc diametrele și lungimile tubulaturii de aer și se calculează căderile de presiune pe circuitul de aer și puterea consumată de ventilator.

Căderea de presiune pe conducta de aer rece dintre ventilator și preîncălzitor.

Lungimea tronsonului vertical al conductei:

$$(2{,}8-1{,}5)+6{,}1+1+0{,}6+3{,}336+0{,}4+2{,}367+\frac{3}{4}\cdot 3{,}956=18{,}07\ \mathrm{m}.$$

Lungimea tronsonului orizontal al conductei 3 m.

Lungimea totală a conductei 18,07 + 3 = 21,07 m.

Debitul volumic de aer rece (se neglijează încălzirea în ventilator; presiunea este practic egală cu presiunea atmosferică):

$$V=\frac{BL\,22{,}4}{3\,600}\cdot\frac{273+t_a}{273}=\frac{2\,304\cdot 0{,}6111\cdot 22{,}4\cdot 283}{3\,600\cdot 273}=9{,}0816\ \mathrm{m^3/s}.$$

Se admite $w=12$ m/s.
Diametrul interior al conductei:

$$d_i=\sqrt{\frac{4\cdot 9{,}0816}{\pi\cdot 12}}=0{,}982 \text{ m.}$$

Lungimea echivalentă a conductei (un cot de 90°):

$$L_e=21{,}07+20\cdot 0{,}982=40{,}71 \text{ m.}$$

Pentru aer la 10°C: \i=14,16-lCr^6 [m^2/s]; p=l,242 [kg/m^3].

$$Re=\frac{d_i w}{\nu}=\frac{0{,}982\cdot 12}{14{,}16\cdot 10^{-6}}=8{,}322\cdot 10^5.$$

$$f=\frac{0{,}1694}{Re^{0{,}164}}=0{,}018113$$

$$\Delta p_1=f\frac{\rho w^2}{2}\cdot\frac{L_e}{d_i}=\frac{0{,}018113\cdot 1{,}242\cdot 12^2\cdot 40{,}71}{2\cdot 0{,}982}=67{,}148 \text{ [N/m}^2\text{]}.$$

Secţiunea preîncălzitorului alimentată cu aer are lungimea 6 m şi înălţimea 3,956/2 = 1,978 m. Se admit, pentru o mai bună repartizare a aerului, trei intrări, fiecare alimentînd o secţiune de 2-1,978 m^2. Cutia de distribuţie este alimentată de conducta unică de aer rece şi distribuie aerul pe trei conducte. Pentru ca viteza de ieşire să fie egală cu viteza de intrare, aceste conducte vor avea diametrul interior:

$$d_i=\sqrt{\frac{4\cdot 9{,}0816}{3\cdot\pi\cdot 12}}=0{,}567 \text{ m.}$$

Ele pot fi cuplate la preîncălzitor prin trunchiuri de con.
Căderea de presiune în cutia de distribuţie (intrare frontală):

$$\Delta_p=\left[1{,}1+0{,}7\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right]\frac{\rho w^2}{2},$$

(*w* este viteza medie între intrare şi ieşire; A_1 — secţiunea conductei unice de intrare; A_2 — secţiunea totală a conductelor de ieşire).

$$w=12 \text{ m/s};\ A_1/A_2=1.$$

$$\Delta p_2=1{,}8\cdot\frac{1{,}242\cdot 12^2}{2}=160{,}963 \text{ N/m}^2.$$

Căderea de presiune cauzată de mărirea secţiunii de curgere la intrarea în preîncălzitor:

$$\Delta p=\left(1-\frac{A_1}{A_2}\right)^2\frac{\rho w_1^2}{2},$$

$$\Delta p_3=\left(1-\frac{3\cdot\pi\cdot 0{,}567^2}{4\cdot 6\cdot 1{,}978}\right)^2\frac{1{,}242\cdot 12^2}{2}=78{,}373 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$$

Căderea de presiune la trecerea dublă peste fasciculul de tuburi.
Pentru aşezarea în triunghi echilateral şi $Si/d_e<1{,}885$:

$$\Delta p=\frac{1{,}93(n_r+1)\rho w^2}{\left(\frac{s_1}{d_e}\right)^{0.5}Re^{0{,}25}},$$

Numărul total de şiruri de tuburi $n_s=2 \cdot 36=72$.
La temperatura medie a aerului (130°C):
$w=3,216$ m/s (în secţiunea minimă).

$$Re=5\,096$$

$$\rho=\frac{28,84}{22,4}\cdot\frac{273}{273+130}=0,872\ [\mathrm{kg/m^3}]$$

$$\Delta p_4=\frac{1,93\cdot 73\cdot 0,872\cdot 3,216^2}{1,5^{0,5}\cdot 5\,096^{0,25}}=122,794\ [\mathrm{N/m^2}].$$

Căderea de presiune la întoarcerea de 180° din preîncălzitor

$$\Delta p=C\frac{\rho w^2}{2};\quad C=2.$$

Debitul volumic de aer 12,933 m^3/s.
Se ia lăţimea cutiei de întoarcere 0,4 m.

$$w=\frac{12,933}{6\cdot 0,4}=5,389\ \mathrm{m/s}.$$

$$\Delta p_5=\frac{2\cdot 0,872\cdot 5,389^2}{2}=25,324\ \mathrm{N/m^2}.$$

Se admite viteza în conducta de aer cald 12 m/s.
Temperatura aerului preîncălzit 250°C.
Densitatea aerului la această temperatură:

$$\rho=\frac{28,84}{22,4}\cdot\frac{273}{273+250}=0,672\ \mathrm{kg/m^3}.$$

Debitul volumic de aer preîncălzit:

$$V=12,933\cdot\frac{273+250}{273+130}=16,784\ \mathrm{m^3/s}.$$

Diametrul interior al conductei de aer cald:

$$d_i=\sqrt{\frac{4\cdot 16,784}{\pi\cdot 12}}=1,334\ \mathrm{m}.$$

Ieşirea aerului din preîncălzitor se face pe trei conducte, care se cuplează printr-o cutie colectoare la conducta unică de aer cald.

Diametrul interior al celor trei conducte de evacuare se stabileşte tot pentru $u;_2=12$ m/s:

$$d_i=\sqrt{\frac{4\cdot 16,784}{3\cdot\pi\cdot 12}}=0,7705\ \mathrm{m}.$$

Căderea de presiune cauzată de reducerea secţiunii de curgere la ieşirea din preîncălzitor:

$$\Delta p=\left(0,53334-0,51667\cdot\frac{A_2}{A_1}\right)\frac{2w_2^2}{2}\cdot$$

Secţiunea preîncălzitorului (pentru un pas):

$$A_1=6\cdot 1,978=11,868\ \mathrm{m^2}.$$

Secțiunea interioară a celor trei conducte:

$$A_2 = 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}7705^2}{4} = 1{,}3988 \text{ m}^2.$$

$$\Delta p_6 = \left(0{,}53334 - 0{,}51667 \cdot \frac{1{,}3988}{11{,}868}\right) \cdot \frac{0{,}672 \cdot 12^2}{2} = 22{,}859 \text{ [N/m}^2\text{]}.$$

Căderea de presiune în cutia colectoare de aer cald:

$$\Delta p = \left[1{,}1 + 0{,}7\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right] \frac{\rho w^2}{2}$$

$$w = 12 \text{ m/s}; \quad A_1/A_2 = 1$$

$$\Delta p_7 = 1{,}8 \cdot \frac{0{,}672 \cdot 12^2}{2} = 87{,}091 \text{ [N/m}^2\text{]}.$$

Căderea de presiune pe conducta de aer cald.

Lungimea tronsonului vertical al conductei:

$$1 + 6{,}1 + 1 + 0{,}6 + 3{,}336 + 0{,}4 + 2{,}367 + \frac{1}{4} \cdot 3{,}956 = 15{,}792 \text{ m.}$$

Lungimea tronsoanelor orizontale ale conductei:

$$2 \cdot 3 = 6 \text{ m.}$$

Lungimea totală a co

$$15{,}792 + 6 = 21{,}792 \text{ m.}$$

Lungimea echiv [illegible] 90°):

Per

$$Re = \frac{d_i w}{\nu} = \frac{1{,}334 \cdot 12}{40{,}61 \cdot 10^{-6}} = 3{,}9419 \cdot 10^5.$$

$$f = \frac{0{,}1694}{Re^{0{,}164}} = 0{,}020475.$$

$$\Delta p_8 = f \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{L_e}{d_i} = \frac{0{,}020475 \cdot 0{,}672 \cdot 12^2 \cdot 75{,}152}{2 \cdot 1{,}334} = 55{,}81 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right],$$

Legătura între conducta unică de aer cald și cutia de aer de sub arzătoare se face printr-o cutie de distribuție cu patru ieșiri. Diametrul acestor conducte de ieșire, pentru $w = 12$ m/s, este:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 16{,}784}{4 \cdot \pi \cdot 12}} = 0{,}667 \text{ m.}$$

Căderea de presiune în cutia de distribuție:

$$\Delta p_9 = \left[1{,}1 + 0{,}7\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right] \cdot \frac{\rho w^2}{2} = 1{,}8 \cdot \frac{0{,}672 \cdot 12^2}{2} = 87{,}091 \text{ [N/m}^2\text{]}.$$

Căderea de presiune la intrarea în cutia de aer de sub arzătoare:

$$\Delta p_{10} = \frac{\rho w_1^2}{2} = \frac{0{,}672 \cdot 12^2}{2} = 48{,}384 \ [\mathrm{N/m^2}].$$

Căderea de presiune totală pe circuitul de aer:

$$\Delta p_t = \Sigma \Delta p_i = 67{,}148 + 160{,}963 + 78{,}373 + 122{,}794 + 25{,}324 + \\ + 22{,}859 + 87{,}091 + 55{,}81 + 87{,}091 + 48{,}384 = 755{,}837 \ [\mathrm{N/m^2}].$$

Pentru calculul puterii consumate de ventilator se ia $Ap_0 = -1000$ [N/m^2] (majorare cu aproximativ 30%; pentru siguranță, pentru acoperirea căderii de presiune în registrele de aer etc).

Puterea consumată de ventilatorul de aer:

$$P = \frac{\Delta p_v V}{\eta_i \eta_m} = \frac{1\,000 \cdot 9{,}0816}{0\,7 \cdot 0{,}9} = 14\,415 \ \mathrm{W} \approx 15 \ \mathrm{kW}.$$

(V — debitul volumic de aer la temperatura atmosferică).

BIBLIOGRAFIE

1. A d e I s o n, S. V.: *Calculul tehnologic ni cuptoarelor din rafinăriile de petrol.* Institutul de Proiectări pentru Rafinării, Ploiești, 1954.
2. D o b r i n e s c u, D.: *Calculul tehnologic al rsfierbătoarelor și vaporizatoarelor.* ICITPR, Ploiești. 1977.
3. D o b r i n e s c u, D. și Ș o m o g h i, V.: *Calculul tehnologic al cuptoarelor tubulare.* ICITPR. Ploiești, 1978.
4. D o b r i n e s c u, D.: *Procese calorice, voi. 1.* Institutul de Petrol și Gaze, Ploiești, 1980.
5. D o b r i n e s c u, D.: *Procese calorice, voi. 2.* Institutul de Petrol și Gaze, Ploiești, 1983.
6. D o b r i n e s c u, D.: *Termoenergetica combinatelor petrochimice;* Institutul de Petro'! și Gaze. Ploiești, 1933.
7. E v a n s, F. L. J r.: *Equipment design handbook for refineries ană chemical plants, voi. 2,* gulf Publishing Company, Houston — Texas, 1974.
8. F r a a s, A. P. și O z i s i k, N. M.: *Heat exchanger design.* John Wiley, New *plants, voi. 2.* Gulf Publishing Company, Houston — Texas, 1974. York, 1965.
9. G r a y, W. A. și M u 11 e r, R.: *Engineering calculations in radiative heat transfer.* Pergamon Press, Oxford, 1974.
10. G r e g o r i g. R.: *Echangeurs de chaleur.* Librairie Polytechnique Beranger, Paris, 1965.
11. Ho H a n d, F. A. și col.: *Heat transfer.* Heinemann Educațional Books, Londra, 1870.
12. I s a c h e n k o, V. P. și col.: *Heat transfer.* Mir Publishers, Moscova, 1977.
13. K a k a c, S. și col.: *Heat exchangers,* McGraw-Hill, New York, 1981.
14. K e r n, D. Q.: *Process heat transfer.* McGraw-Hill, New York, 1950.
15. K u z n e ț o v, A. A. și col.: *(Calcule de procese și aparate din industria de prelucrare a țițeiului),* Himiia, Leningrad, 1974.
16. L e w i s, B. și col.: *Combustion processes.* Princeton University Press, 1956.
17. L u d w i g. E. E.: *Applied process design for chemical and petrochemical plants, voi. 3.* Gulf Publishing Company, Houston — Texas, 1965.
18. M i' h e e v, M.: *Fundamentals of heat transfer.* Peace Publishers, Moscova.
19. M o n n o t, G.: *Applications de la combustion aux fours et aux chaudieres. Tvih* nip, Paris, 1977.
20. N o g u e s, J. de: *Stude des fours petroliers et petrochimiques.* Technip, Paris, 1974.
21. P e t e r s, M. S. și T i m m e r h a u s, K. D.: *Plant design and economics for chemical engineers,* McGraw-Hill, New York. 1980.
22. R e e d, R. D.: *Furnwce operations, ed. 2;* Gulf Publishing Company, Houston — Texas, 1976.
23. R o h s e n o w, V. M. și H a r t n e 11, J. P.: .*Handbook of heat transfer.* McGraw-Hill, New York, 1973.

24. S k o g l u n d, V. ,1.: *Similitude-theory and applications.* International Textbook Company, Scranton — Pennsylvania, 1967.
25. S m i g e l s c h i, O. și W o i n a r o s c h y, A.: *Optimizarea proceselor în industria chimică,* Ed. Tehnică, București, 1978.
26. S o a r e, S. și col: *Calculul termic și hidraulic al schimbătoarelor de căldură* ICITPR, Ploiești, 1977
27. S u c i u, G.: *Procese calorice și mecanice de separare.* EDP, București, 1962,
28. S u c i u, G și Ț u n e s c u, R.: *Ingineria prelucrării hidrocarburilor, voi 1;* Editura Tehnică, București, 1973.
29. W u i t h i e r, P.: *Le petrole-Raffinage et genie chimique. voi. 1 și 2* Technip, Paris. 1972.